

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Игнаткина Евгения Леонидовна

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ
МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

Диссертация

на соискание научной степени

кандидата технических наук

Научный руководитель

д-р техн. наук, доцент

Гутаревич В.О.



Идентичность всех экземпляров
ПОДТВЕРЖДАЮ
Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук



Донецк – 2021

И.А. Бершарский

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	10
1.1 Общие сведения о шахтных подвесных монорельсовых дорогах	10
1.2 Анализ работ по исследованию монорельсового транспорта для горных предприятий	14
1.3 Аналитический обзор систем торможения монорельсовых дорог и научно-исследовательских работ по их совершенствованию	22
1.4 Выводы по разделу и постановка задач исследования	28
РАЗДЕЛ 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ.....	30
2.1 Общие подходы к формированию процесса торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги	30
2.2 Математическая модель торможения подвижного состава.....	33
2.3 Моделирование процесса торможения подвижного состава и полученные результаты.....	38
2.4 Формирование динамических нагрузок на крепь горных выработок во время торможения.....	53
2.5 Выводы по разделу 2.....	68
РАЗДЕЛ 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ ..	71
3.1 Цель и задачи экспериментальных исследований	71
3.2 Выбор факторов для проведения экспериментальных исследований коэффициента трения тормозных устройств.....	72
3.3 Экспериментальная установка и аппаратура для определения коэффициента трения тормозных колодок с монорельсом	73
3.4 Экспериментальное исследование влияния на коэффициент трения эксплуатационных факторов	78
3.5 Экспериментальное исследование переходных процессов	

в тормозном устройстве при торможении.....	86
3.6 Проверка адекватности математической модели торможения ШПМД ..	89
3.7 Выводы по разделу 3.....	91
РАЗДЕЛ 4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ	
4.1 Особенности расчета параметров режима торможения подвижного состава	92
4.2 Синтез тормозных устройств и обоснование параметров, влияющих на работу тормозных устройств	94
4.3 Обобщенная методика синтеза тормозных устройств	104
4.4. Рекомендации для предотвращения смещения крепи при торможении подвижного состава.....	107
4.5 Определение эффективности предложенных рекомендаций	108
4.6 Выводы по разделу 4.....	111
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	113
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ.....	115
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	119
ПРИЛОЖЕНИЯ	141
Приложение А. Копия описания изобретения к патенту «Шахтная монорельсовая дорога»	142
Приложение Б. Справка о внедрении «Методики расчета тормозных устройств для шахтных подвесных монорельсовых дорог» в ГБУ «Донуглемаш»	145
Приложение В. Устройство подвески монорельсового пути на участке торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги	146
Приложение Г. Справки о внедрении результатов диссертационной работы в учебный процесс	147
Приложение Д. Свидетельства о поверке рабочих средств измерительной техники	149

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Современные шахтные подвесные монорельсовые дороги (далее – ШПМД) осуществляют перевозку вспомогательных грузов и людей по разветвленным подземным выработкам горных предприятий со знакопеременным профилем и углами наклона до 30 градусов. Существующие технологии применения ШПМД ориентированы на перевозку оборудования очистных механизированных комплексов и позволяют сократить время монтажа добычных лав, а также время на доставку рабочих к непосредственному месту их работы.

Эффективность функционирования ШПМД в значительной степени обусловлена параметрами тормозных устройств, подвижного состава (далее – ПС) и монорельсового пути (далее – МП). Длительный опыт эксплуатации ШПМД на угольных шахтах показал недостаточную их эффективность торможения в выработках со значительными уклонами. На практике, как правило, их область использования ограничивается углами до 12 градусов. Эксплуатационные характеристики (силы тяги и торможения, динамическая нагрузка на ПС и МП, устойчивость и безопасность движения) существенно зависят от системы торможения, являющейся наименее долговечным узлом.

Во время торможения ПС возникают переходные процессы, которые приводят к дополнительным динамическим нагрузкам, воздействующим на МП и крепь горных выработок, что снижает эффективность торможения и безопасность эксплуатации ШПМД.

Таким образом, **актуальная научная задача**, имеющая важное хозяйственное значение, состоит в необходимости повышения эффективности торможения ШПМД, снижения динамических нагрузок на монорельсовый путь, элементы подвижного состава и крепь горных выработок, совершенствования конструкции параметров тормозных устройств.

Степень разработанности темы. Проблемы создания и совершенствования монорельсового транспорта нашли широкое отображение в работах

многих ученых. Большой вклад в развитие теории монорельсового транспорта внесли ученые: В.С. Берсенев, В.Н. Григорьев, А.И. Дукельский, И.И. Иванченко, М.А. Котов, Е.Е. Новиков, О.С. Петренко, П.С. Шахтарь, Л.Н. Ширин и И.Г. Штокман. Теоретическое обоснование параметров конструкции ШПМД выполнено учеными: А.С. Веткиным, В.А. Еременко, И.П. Киселевым, В.М. Мерецким, П.Е. Мерзляковым, А.Г. Степановым, В.М. Тарасовым, А.А. Ткаченко, А.Е. Хлусовым, М.В. Чашко, Я.В. Щукиным, В. Besa, E.K. Chanda, M. Naeimi, I. Ristović, J. Tokarczyk, N.S. Trahair.

Исследования, направленные на установление нагрузок на крепь горных выработок, вызванных работой ШПМД, приведены в работах Е.В. Кузнецова, В.Р. Ногих и В.А. Расцветаева.

Установлением закономерностей динамических процессов, формирующихся во время движения ШПМД, занимались: Л.И. Айзеншток, Г.Д. Буялич, В.О. Гутаревич, Л.Г. Желтухин, А.И. Кравцов, Л.Г. Лобас, М. Grujić, М. Kawatani, С.В. Kim, Y. Kobayashi, С.Н. Lee, N. Nishimura.

Несмотря на значительный объем научных работ, направленных на совершенствование ШПМД, исследованию и обоснованию параметров тормозных систем уделено недостаточно внимания. В конечном результате современные методики расчета их параметров не позволяют количественно установить влияние динамических параметров подвижного состава и монорельсового пути на процессы торможения подвесных монорельсовых дорог.

Однако в настоящее время практически не нашли отражения вопросы, связанные с установлением влияния параметров ПС и МП на динамические процессы торможения ШПМД. Также не представляется возможным дать рекомендации по обоснованию параметров тормозных устройств и средств снижения динамических нагрузок, формирующихся во время остановки ПС и передающихся на подвесной монорельс, а также крепь горной выработки. В связи с этим проводимые исследования по-прежнему являются актуальными.

Цель и задачи исследований. Цель работы – повышение эффективности торможения шахтных подвесных монорельсовых дорог за счет сни-

жения динамических нагрузок на основе совершенствования конструкции и обоснования параметров тормозных устройств.

Указанная цель достигается за счет решения следующих задач:

1. Выполнить анализ проблем, связанных с повышением эффективности торможения ПС ШПМД.
2. Составить математическое описание процесса торможения ПС и исследовать динамические характеристики ШПМД.
3. Провести экспериментальные исследования тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог.
4. Разработать рекомендации для снижения динамических нагрузок, возникающих во время торможения ШПМД, воздействующих на ПС, МП и крепь горной выработки.

Идея работы заключается в обосновании параметров и совершенствовании конструкции тормозных устройств, обеспечивающих снижение динамических нагрузок, возникающих во время торможения ПС по монорельсу и передающихся на крепь горных выработок.

Объект и предмет исследования. Объектом исследования являются процессы взаимодействия подвижного состава с монорельсом, возникающие во время торможения подвесной монорельсовой дороги, а предметом – функциональная связь между конструктивными особенностями тормозных устройств подвесной монорельсовой дороги и динамическими нагрузками, которые воздействуют на подвижной состав, монорельс и крепь горной выработки.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем:

- впервые разработана математическая модель процесса торможения подвижного состава ШПМД, отличающаяся от известных учётом зазоров в сцепках между подвижными единицами состава, а также зависимости формирования тормозной силы в функции времени торможения, что позволяет уточнить границы изменения тормозного пути и диапазон изменения динамических нагрузок;

– впервые установлены закономерности формирования динамических нагрузок на крепь горных выработок, возникающих во время торможения подвижного состава ШПМД, представленные функциональными зависимостями, учитывающими параметры смещения монорельсового пути, что позволяет установить рациональные схемы подвески монорельса к арочной крепи;

– впервые теоретически обоснован метод комплексного представления динамических параметров структурных компонентов ШПМД при исследовании их реакции на возмущающие воздействия, что позволило обосновать необходимость введения в конструкцию ПС упруго-демпфирующих элементов и за счёт этого снизить максимальные динамические нагрузки на ПС, МП и крепь горной выработки не менее, чем на 30%.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическая значимость заключается в установлении закономерностей протекания динамических процессов ШПМД, а также их влияние на формирование динамических нагрузок на ПС, подвеску МП и крепь горной выработки.

Практическая значимость выводов и рекомендаций, полученных в диссертации, заключается в разработке методики расчета тормозных устройств для ШПМД и в разработке рекомендаций по снижению динамических нагрузок на ПС, подвеску МП и крепь горной выработки, формирующихся во время торможения.

Новизна и практическая значимость работы подтверждается полученным патентом на изобретение RU 2748829 С1 от 31.05.2021 г. «Шахтная монорельсовая дорога».

Методология и методы исследования. При выполнении диссертационной работы использован комплексный метод, включающий анализ и обобщение ранее проведенных исследований других авторов и опыта создания подвесных монорельсовых дорог; математическое и физическое моделирование; экспериментальные лабораторные исследования и шахтные инструментальные наблюдения; методы математической статистики для обра-

ботки экспериментальных данных.

Положения, выносимые на защиту:

– установлены закономерности формирования динамических нагрузок в сцепках, а также на ПС, подвеску МП и крепь горной выработки за счет учета зазоров в сцепках и определены границы изменения коэффициентов жесткости, от 1000 кН/м до 3000 кН/м, и демпфирования, от 2 кН·с/м до 10 кН·с/м, при которых динамические нагрузки снижаются более, чем 30%;

– установлено, что в режиме торможения подвижного состава ШПМД в подвесах монорельсового пути возникают дополнительные динамические усилия, которые увеличивают нагрузку на подвес в 1,8...2,0 раза, что определяет выбор нагрузочной способности элементов конструкции ШПМД и крепи горной выработки;

– базовые принципы синтеза тормозных устройств ШПМД, позволяющие установить наименьшее время срабатывания устройства в зависимости от его силовых и кинематических характеристик: рациональная скорость перемещения колодок составляет 0,4...0,6 м/с, что обеспечивает требуемое время срабатывания 0,1...0,2 с.

Степень достоверности и апробация результатов. Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается методологической базой исследований, основанной на фундаментальных положениях теоретической механики и математического моделирования, проверкой адекватности построенных моделей и совпадением полученных результатов исследований с результатами экспериментальных исследований других авторов. Отклонения теоретических результатов моделирования от экспериментальных, полученных на основании опытных поездок в шахте, при доверительной вероятности 0,95, для тормозного пути не превысили 6 %, а углов отклонения подвешенного груза от вертикали – 9 %.

Личный вклад соискателя заключается в обосновании идеи работы и ее реализации, цели и задач работы, выборе методов и направлений исследований, выполнении теоретических, аналитических и экспериментальных

исследований, разработке положений и методических рекомендаций по использованию результатов работы, а также их внедрению.

Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и получили позитивную оценку на международных научно-практических конференциях: «Неделя горняка» (Москва, 2016 г.); «Горная электромеханика и автоматика» (Донецк, 2017 г.); «Машиностроение и техносфера XXI века» (Севастополь, 2017, 2018, 2021 гг.); «Инновационные перспективы Донбасса» (Донецк, 2018, 2020 гг.); «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» (Алчевск, 2018 г.), «Проблемы недропользования» (Санкт-Петербург, 2018 г.) и «Earth Science» (Владивосток, 2021 г.).

Основные положения и результаты диссертации, полученные автором, доведены до уровня методических и практических разработок, направленных на улучшение свойств торможения ПС ШПМД. Подтверждением практического значения полученных результатов является использование ГБУ «Донуглемаш» методики расчета тормозных устройств ШПМД.

Полученные в ходе выполнения диссертационных исследований результаты использованы в учебном процессе ГОУВПО «ДОННТУ» для студентов по специальности «Горное дело» специализации «Транспортные системы горного производства», а также в учебном процессе ФГБОУ ВО «КамчатГТУ» для студентов направления «Технологические машины и оборудование» профиля «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

Основные положения и результаты диссертации опубликованы в 18 работах, из которых 5 – в рецензируемых изданиях ВАК, 10 – по материалам конференций, 1 патент РФ на изобретение, 2 статьи в других изданиях.

Диссертационная работа содержит 150 страниц машинописного текста, состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка использованных литературных источников из 191 наименования и 5 приложений. Основной текст работы, изложенный на 107 страницах, иллюстрируется 50 рисунками и содержит 15 таблиц.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Общие сведения о шахтных подвесных монорельсовых дорогах

Создание и эксплуатация шахтных подвесных монорельсовых дорог (далее по тексту ШПМД) в качестве вспомогательного транспорта горных предприятий начато в середине XX века. В настоящее время этот вид транспорта используется на угольных предприятиях Австралии, Китая, Польши, России, Украины, Чили, а также Южной Африки.

Созданием ШПМД занимались компании: Becker AG (Германия), Bevech (Словакия), Famur SA (Польша), Ferrit, STAVUS (Чехия), Komag Institute of Mining Technology (Польша), Neuhauser GmbH и SMT Scharf AG (Германия). Большой вклад в совершенствование монорельсового транспорта для горных предприятий внесли: АО «НЦ ВостНИИ», ГУ «ДонУГИ», ГБУ «Донуглемаш», ГУ «МакНИИ», ОАО «Луганский завод горного машиностроения», ТОО «Гипроуглегормаш», ФГАОУВО «НИТУ «МИСиС», ФГБОУВО «КузГТУ», ФГБОУВО «Санкт-Петербургский горный университет», ФГУП «ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского».

Одним из главных достоинств ШПМД является возможность транспортирования крупногабаритных грузов (например, секции крепи механизированного очистного комплекса) по искривленным горным выработкам со знакопеременным профилем [1, 10, 24, 31, 88, 93, 101, 118, 122, 141, 142]. При этом можно исключить промежуточные перегрузки, сами грузы перевозить в подвешенном состоянии и без тары, а подвижной состав разгрузить непосредственно возле рабочего места без дополнительных средств механизации [5, 6, 7, 25, 30, 82, 89, 90, 91, 166].

Основными конструктивными узлами ШПМД являются: собственно монорельсовый путь, различные по конструкции тяговые устройства, разно-

образный по конструкции подвижной состав (далее – ПС) с грузоподъемными и другими вспомогательными устройствами [17, 26, 53, 55, 76, 84].

По общепринятой классификации различают подвесные и навесные монорельсовые дороги. Их использование зависит от расположения центра тяжести ПС относительно опорной поверхности монорельсового пути. При этом ПС может иметь опорную поверхность, как сверху монорельса, так и снизу. Для угольных шахт ПС в большинстве случаев подвешивают и перемещают именно по нижним полкам монорельса. [85, 95, 117, 132, 135, 140, 165, 186]. Для создания монорельсового пути необходимы: опорные элементы (в подземных условиях это крепь, кровля и почва выработок); несущие элементы (монорельс различных конструкций); соединительные элементы (скрепления, узлы подвески, стрелочные переводы и другие средства соединения пути). Все эти элементы необходимы для надежной и безопасной эксплуатации монорельсовых дорог [4, 54, 99, 110, 113, 119, 121].

На сегодня созданы и эксплуатируются несколько основных типов и исполнений ШПМД. На рис. 1.1 приведена их классификация.

На шахтах Донбасса, в основном, применяют ШПМД с индивидуальной тягой, используя фрикционные передачи, когда приводные колеса прижимаются к монорельсу по бокам с двух сторон. Каждая пара прижимаемых колес с приводом образует модуль – тяговое устройство. При этом источником энергии является дизельный двигатель во взрывозащищенном исполнении, а само тяговое устройство может перемещаться по монорельсовому пути на ходовых колесах. В настоящее время ведется ряд работ по созданию ШПМД с использованием электрической энергии.

Канатная тяга применяется ограниченно, такие ШПМД имеют ограниченную длину транспортирования и не могут обслуживать разветвленные выработки. Сам канат, расположенный вдоль всей трассы транспортирования, имеет низкий срок службы и является источником повышенного травматизма и аварий. Для ориентации каната в выработке монорельсовый путь

дополнительно снабжается поддерживающими и отклоняющими роликами, что значительно усложняет конструкцию ШПМД [14, 23, 56].

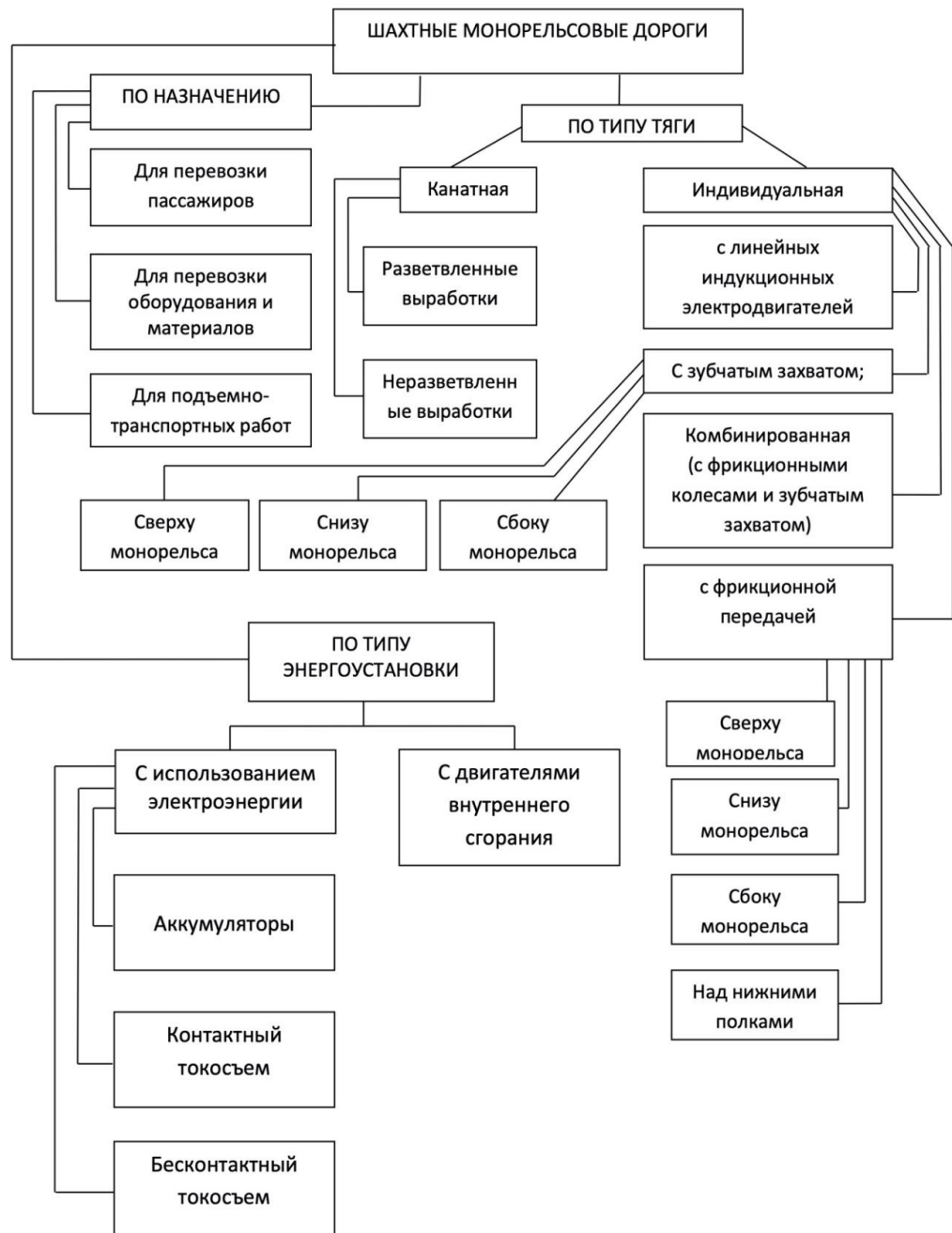


Рисунок 1.1 – Классификация шахтных монорельсовых дорог

Основные технические, конструкционные и эксплуатационные параметры шахтных монорельсовых дорог с различными видами тяги локомотивами приведены в табл. 1.1 – с локомотивами, в табл. 1.2 – с канатной тягой.

Таблица 1.1

Основные параметры ШПМД с индивидуальной тягой

Типы ШПМД	Наименование параметра и его размерность				
	тяговое усилие, кН	скорость движения, м/с	наибольший уклон пути, град	общая масса груза, т	мощность привода, кВт
ДПЛ80	82	2,0	30	-	66
BECKER KPCS148	120	2,6		6,5	148
BIZON 120	105	1,8		5,1	93
FERRIT DLZ110F180	120	4,9	25	5,6	81
PIOMA CS120		2,0	30	7,5	123
SCHARF DZK1800				8,7	84
SCHARF DZK2200		180	2,6	10,9	130

Таблица 1.2

Основные параметры ШПМД с канатной тягой

Типы ШПМД	Наименование параметра и его размерность				
	длина монорельсового пути, м	скорость движения, м/с	наибольший уклон пути, град	общая масса груза, т	мощность привода, кВт
ДМКЛ	1000	1,0	10	1...2	13
ДКМУ4	1500	1,26	18		55
ДКМУ1-90	2500	1,8	20	1...5	90
ДКМУ1-90				2...5	110
ДКМУ1-90					132
SAAR-LAND				2000	1,9
BECORIT	2500	2,5	15	1...5	
SCHARF		2,0	27	2...5	
KSP-32	2200		30	1...3	50

Подвижной состав ШПМД представляет собой шарнирно-сочлененную систему, составленную по модульному принципу, что дает возможность изменять количество подвижных единиц состава и тяговых устройств. В общем случае подвижной состав состоит из головной и хвостовой кабин управления, обязательно оборудованных тормозными устройствами. Обычно между ними располагаются от двух до пяти тяговых устройств (модулей), на которые также устанавливаются тормозные устройства. Кроме этого, для перевозки грузов между кабинами располагаются силовая секция, тележки с грузоподъемными балками, поддонами или контейнерами, а для перевозки людей – пассажирские вагонетки или платформы с сидениями [112, 124, 128, 136, 137, 138, 143, 144, 167, 168].

Все единицы соединяются жесткими сцепками, позволяющими подвижному составу перемещаться по горизонтальным и вертикальным закруглениям монорельсового пути. Требования, разработанные Гортехнадзором, требуют обязательно обеспечить 6-кратный запас по прочности сцепных устройств при перевозке грузов, а при перевозке людей даже – 10-кратный запас, обеспечивая необходимую безопасность [22, 79, 120].

Обычно скорость движения ПС устанавливается конструкцией и технической документацией ШПМД. Как правило, скорость составляет не более 2...2,6 м/с, однако существует тенденция ее увеличения до 3,5...4 м/с.

1.2 Анализ работ по исследованию монорельсового транспорта для горных предприятий

В последнее время сложились направления исследований, нацеленные на совершенствование конструкции и технологии применения ШПМД.

Большой вклад в развитие теории монорельсового транспорта внесли ученые: В.С. Берсенев, В.Н. Григорьев, А.И. Дукельский, И.И. Иванченко, М.А. Котов, Е.Е. Новиков, О.С. Петренко, Н.С. Поляков, А.А. Ренгевич, П.С. Шахтарь, Л.Н. Ширин и И.Г. Штокман.

Теоретическое обоснование параметров конструкции ШПМД выполнено учеными: А.С. Веткиным, В.А. Еременко, И.П. Киселевым, В.М. Мерцким, П.Е. Мерзляковым, А.Г. Степановым, В.М. Тарасовым, А.А. Ткаченко, А.Е. Хлусовым, М.В. Чашко, Я.В. Щукиным, В. Besa, Е.К. Chanda, М. Naeimi, I. Ristović, J. Tokarczyk, N.S. Trahair.

Исследования, направленные на установление нагрузок на крепь горных выработок, вызванных работой ШПМД, приведены в работах Е.В. Кузнецова, В.Р. Ногих, В.А. Расцветаева.

Установлением закономерностей динамических процессов, формирующихся при движении ШПМД, занимались: Л.И. Айзеншток, В.О. Гутаревич, Л.Г. Желтухин, А.И. Кравцов, Л.Г. Лобас, М. Grujić, М. Kawatani, С.В. Kim, Y. Kobayashi, С.Н. Lee, N. Nishimura.

Большой вклад в решение проблем, связанных с моделированием и эксплуатацией горных машин и шахтного транспорта внесли ученые С.В. Корнеев, Н.В. Паламарчук, Г.Д. Буялич.

Важнейшей задачей создания ШПМД является проектирование и конструирование монорельсовых локомотивов. Результаты исследований в этом направлении приведены в трудах В.С. Берсеньева [8, 9]. При этом решены такие основные теоретические задачи:

- разработаны основные принципы создания рудничных локомотивов, как тяговых устройств с учетом сопротивления движению поезда, автоматизируя процесс регулирования давления на рельс от приводных колес;
- для рудничных локомотивов исследованы основные методы увеличения допустимых углов наклона рельсовых путей, развиваемого тягового усилия;
- при эксплуатации на приводные колеса действуют нормальные реакции рельса, приложенные с учетом особенностей конструкции, поэтому надо решить задачу уравнивания. При этом сила тяжести всего тягового устройства существенно меньше нормальных реакций рельса, а обеспе-

чение равновесия возможно лишь при выполнении условий, указанных автором;

– исследован процесс формирования тягового усилия с учетом внутренних собственных сопротивлений тягового механизма и потерь в нем при передаче мощности от двигателя. При этом, базируясь на характер и соотношения внешних нагружающих сил, получены особенности, которые необходимо учитывать при создании механизма, приведены методы расчета и определены КПД подобных механизмов.

При эксплуатации шахтных монорельсовых дорог важно вписать траекторию движения ПС в закругления пути. Именно эти задачи исследовались А.С. Веткиным [19], которым разработан ряд методик расчета, проектирования и конструирования, обеспечивающих вписывание ПС в закругления дороги для совершенствования процесса транспортировки и повышения эксплуатационных характеристик.

Вопросам синтеза, конструирования ШПМД посвящено достаточно много глубоких исследований, опубликованных в отечественных и зарубежных источниках. Однако базовых принципов для однозначного определения всех основных параметров ШПМД пока не создано, как и инженерной методики, позволяющей назначить и выбрать эти параметры для рациональной эксплуатации монорельсовых дорог.

Большой вклад в решение этих проблем сделал В.Н. Григорьев [29]. На базе проведенных им обширных теоретических и экспериментальных исследований выявлены и обоснованы:

- а) основные принципиальные схемы конструкций тяговых устройств;
- б) рациональные сферы деятельности и области применения ШПМД;
- в) влияние на эксплуатационные параметры работы дороги, скорость движения поезда, выбор необходимой мощности локомотива, методы управления основными варьируемыми параметрами привода за счет использования комплексного подхода к конструированию монорельсового локомотива.

А.И. Кравцов и Л.Н. Сигалов существенно развили теорию ШПМД с канатной тягой [134]. Расчет динамических параметров пусковых процессов и предпусковых состояний подвесных дорог стал возможен благодаря созданию математической модели описывающей процесс страгивания и пуска подземных канатных дорог с натяжными устройствами грузового типа. Также вышеуказанными авторами были решены задачи определения рациональных параметров приводов канатных дорог и расчета жесткости натяжных устройств, на основе разработанных алгоритмов и методик.

А.С. Кузнецов в своей работе [89] рассмотрел динамическую систему с 11 степенями подвижности, являющуюся моделью монорельсовой дороги с гибким канатным тяговым органом. Целью было проанализировать техническую и экономическую эффективность монорельсовых дорог, для чего разработан алгоритм, на базе которого написана компьютерная программа, рассчитывающая ряд экономических показателей. Критерием оценки эффективности являются удельные годовые затраты на перевозку грузов – комплексный показатель для большинства транспортных систем.

Важнейшей задачей при конструировании ШПМД является выбор рационального типа привода. Проанализировав большое количество конструкций монорельсовых тягачей З.М. Мерецкий [99] определил основные требования к их конструкциям, что может служить руководством к разработке новых их вариантов. Например, для монорельсового дизелевоза с объемным гидроприводом определены оптимальные основные параметры и эксплуатационные характеристики.

Для ШПМД М.В. Чашко [154, 155, 158] впервые разработал теоретический подход к созданию новаторских конструкций рудничных монорельсовых локомотивов с линейным индукционным двигателем и систем питания электроэнергией на промышленной частоте, что могло бы существенно повысить эффективность ШПМД.

Однако экспериментальные исследования показали, что применять локомотивы с линейным индукционным двигателем целесообразно на ско-

ростях больше, чем 2 м/с, что является задачей будущего, а в настоящий момент для шахтных условий достаточно сложно, а чаще неосуществимо. Ограничение – в качестве рельсового пути, повышенных требованиях к его профилю, плавности, отсутствию резких перегибов и превышений в стыках.

Достоинство локомотива конструкции М.В. Чашко в том, что тяговое усилие не зависит от коэффициента сцепления приводного элемента с рельсовым путем, являющегося непостоянной величиной, зависящей от условий эксплуатации. Гипотезы, объясняющие физический процесс реализации тягового усилия противоречивы и не позволяют определить его значение теоретически. Поэтому используют экспериментальные данные для коэффициента сцепления приводных колес с монорельсом [29, 114].

Однако это реальные данные для индивидуальных экспериментов, без необходимой статистической обработки, без учета существенно влияющих внешних условий. Поэтому, указанные значения используются лишь в частных случаях, для тяговых расчетов при совпадающих условиях эксплуатации ШПМД.

При движении ПС на анкерах подвески ШПМД возникают динамические нагрузки, большая часть которых (89,8%) обусловлена наличием стыков и неровностей пути. Е.В.Кузнецов [89, 90, 91] обосновал параметры анкерной крепи подвески ШПМД в горных выработках. Влияние динамики рекомендуется учесть коэффициентом, равным 2,0. При этом несущая способность анкеров должна превышать 100 кН, иметь элементы податливости, равные податливости верхняка горной выработки, а расположение их замковой части должно быть выше анкеров крепления выработки.

Формирование дополнительных нагрузок на арочную крепь выработок с ШПМД рассмотрено Л.Н. Шириным и В.А. Расцветаевым [128, 129, 160]. Исследования на шахте им. Стаханова ОАО «Красноармейскуголь» показали, что факторами, влияющими на нагрузку, передаваемую арочной крепи при движении груженого состава по монорельсу, являются: скорость и масса состава, состояние трассы монорельса. То есть параметрами в под-

системе «монорельс – ПС». Динамические нагрузки элементов арочной крепи и массива горных пород возникают при движении грузовых тележек по искривленному в профиле и плане ставу монорельса, в стыках звеньев.

Авторами установлены зависимости податливости элементов арочного крепи выработок от массы груза для разных скоростей перемещения. Особенности влияния дополнительных нагрузок на арочную крепь от ПС ШПМД показали, что «несущие арки» являются концентраторами напряжений, возникающих в конструкции под действием сил горного давления и при прохождении грузовыми «тележками» стыков монорельса. Изменение параметров проектного сечения транспортных выработок происходит при действии динамических нагрузок, многократно передаваемых «несущим аркам» крепи при прохождении ПС стыков профиля монорельса, расслаивают породу кровли, и перемещают ее, искривляя профиль монорельса.

В работе [92] исследованы канатные анкера для монтажа ШПМД, а технологии анкерного крепления – в работах [62, 70, 90, 91, 95, 106, 107, 108, 109].

При исследовании профиля монорельсового пути, как источника колебаний ПС, Л.И. Айзеншток и П.С. Шахтарь [2, 110, 156, 157] вывели аналитические зависимости возмущений и их параметры, что позволило исследовать динамику, обосновать параметры конструкции и условия эксплуатации шахтных скоростных монорельсовых дорог. Авторами определены факторы, влияющие на величины боковых отклонений ПС, но не учитывается влияние вертикальных неровностей на параметры движения ШПМД.

Математическое моделирование динамики отдельного монорельсового вагона проведено В.Г. Вербицким и Л.Г. Лобасом [15, 16]. Если принять скорость движения вагона в продольном направлении постоянной и учитывать 2 степени свободы, описывающие возмущенное движение в вертикально-поперечной плоскости: боковое перемещение и крен, то возможно решить ряд актуальных задач. В результате допущений и моделирования:

- создана нелинейная математическая модель движения вагона;

- найдена динамическая реакция монорельса на опорные колеса;
- установлены необходимые и достаточные условия устойчивости прямолинейного движения вагона.

Это моделирование и выводы относятся к ПС с ездой по верху монорельса и с верхним относительно опорных точек расположением центра тяжести. Так как для шахтных условий применяется езда по нижней полке монорельса, а центр тяжести вагона ниже опорных точек монорельса, то показанные авторами модели могут быть использованы лишь частично.

Важным вопросом является определение оптимальных параметров подвешивания ПС ШПМД, выявление особенностей характера взаимодействия при контакте вагонетки со стыками монорельса и определение возникающих продольных сил в подвесном монорельсовом поезде при различных режимах торможения, чему и посвящены работы, проведенные Л.Г. Желтухиным [63, 64].

И.И. Иванченко [68, 69] исследовал взаимодействие двух подсистем, которые всегда присутствуют в монорельсовом транспорте, а именно: монорельсовый состав (как подвижная нагрузка) и эстакада, мост (как стационарная, неподвижная несущая конструкция). В итоге получены зависимости влияния подвижных нагрузок на путь, когда ПС перемещается по мостам или эстакадам.

Одно из направлений развития монорельсовых дорог – дороги на магнитной подушке, исследования которых представлены в зарубежных публикациях [177, 178]. При этом состав это деформируемая система с вязкоупругими связями, а совместные колебания мостов и подвижной нагрузки описываются системами обыкновенных дифференциальных уравнений.

Вопрос совмещения колебаний нескольких систем рассмотрен в ряде работ. Упрощенные модели совместных колебаний упругой подвижной нагрузки и упругой несущей конструкции приведены в [169], где исследуется движение по упругому основанию упругого стержня вдоль упругого беско-

нечного стержня, а в работе [174] – кузов вагона, перемещаемый по балке, представлен моделью стержня с десятью сосредоточенными массами.

Задача обоснования различных параметров шахтных подвесных дорог, определяющих эффективность их эксплуатации, приведено в работах [71, 86, 100, 111, 139, 149, 161, 162, 163, 164, 165, 166, 184]. Проблемы применения монорельсовых дорог в промышленности, рекомендации к их использованию изложены в работе [116], где рассмотрен обзор основ теории и расчета подвесных рельсовых дорог, приведены различные методики определения производительности монорельсового транспорта, тяговых и прочностных расчетов, а также рассмотрены способы крепления монорельсов, закруглений, стрелочных переводов и других путевых устройств.

Исследование провозной способности ШПМД, обоснование характеристик монорельсовых локомотивов при движении по закруглениям пути в вертикальной и в горизонтальной плоскостях проведено в [34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44]. Коэффициенты сопротивлений движению ходовых тележек, а также коэффициенты сцепления приводных колес с вертикальной стенкой монорельса экспериментально определены в этих же работах.

Отметим работы, в которых решено ряд задач, связанных с колебательными процессами [20, 33, 57, 83, 126, 127, 159].

Несмотря на большой объем проведенных работ [11, 13, 18, 27, 28, 58, 59, 60, 65, 66, 67, 68, 94, 95, 96, 97, 98, 130, 145, 146, 147, 150, 151, 152, 179, 180, 181, 182], проведенные исследования не решают в полной мере вопросов, связанных с процессом торможения ШПМД. В настоящее время сложно выработать развернутые рекомендации по обоснованию параметров тормозных устройств и средств снижения динамических нагрузок, формирующихся во время остановки ПС с учетом всех эксплуатационных факторов, в том числе зазоров в сцепках.

1.3 Аналитический обзор систем торможения монорельсовых дорог и научно-исследовательских работ по их совершенствованию

Тормозное устройство, предназначенное для оперативного управления ШПМД, является важным элементом. В общем случае тормозное устройство позволяет изменять скорость движения подвижного состава, останавливать и удерживать его на уклоне монорельсового пути.

В связи с постоянно повышающимися требованиями к эффективности управления и безопасности эксплуатации ШПМД, появляется необходимость совершенствования тормозных устройств и систем. От обоснованности их параметров во многом зависит производительность и экономичность эксплуатации.

В общем случае работа системы торможения связана с гашением кинетической энергии или переходом ее в другой вид в результате воздействия различных возмущений, внутренних и внешних сил. Упрощенно тормозную систему можно представить в виде, показанном на рис. 1.2.

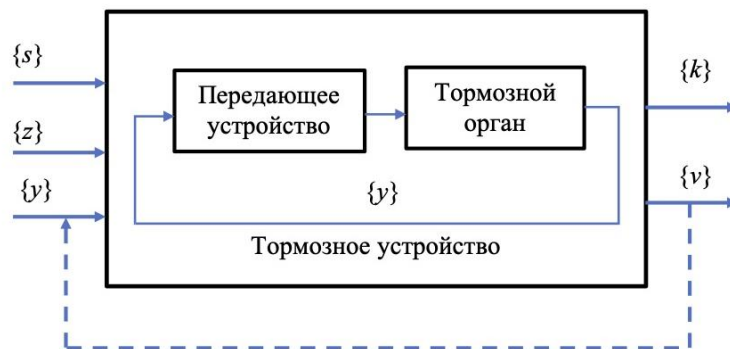


Рисунок 1.2 – Упрощенная схема тормозной системы [73]

На схеме (рис. 1.2) обозначены $\{z\} = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}$ – возмущающие воздействия, вызванные наличием внешней среды, действием температуры и влажностью окружающей среды, а также случайными воздействиями от внешней среды; $\{s\} = \{s_1, s_2, \dots, s_i\}$ – воздействия, вызванные уклоном и неровностями монорельсового пути, инерционностью подвижного состава и других элементов ШПМД; $\{y\} = \{y_1, y_2, \dots, y_j\}$ – входные управляющие

воздействия, связанные с изменением режима движения ШПМД; $\{k\} = \{k_1, k_2, \dots, k_l\}$ – выходные параметры, воздействующие на окружающую среду и элементы ШПМД; $\{v\} = \{v_1, v_2, \dots, v_n\}$ – выходные параметры, характеризующие процесс торможения.

При этом обратная связь между выходными параметрами $\{v\}$ и входными управляющими воздействиями $\{y\}$ обуславливает возможность действия на группу входных воздействий $\{s\}$ и $\{y\}$.

В связи со значительным количеством возмущающих воздействий и сложностью процессов, формирующихся в тормозных системах во время их функционирования, появилось большое многообразие типов тормозных устройств, классификация которых приведена на рис. 1.3.



Рисунок 1.3 – Классификация тормозных устройств

Для ШПМД по способу реализации тормозной силы можно выделить устройства, которые используют в качестве тормозного органа:

- ходовые или приводные колеса путем приложения к ним тормозного момента (частично или в полной мере);
- фрикционные тормозные колодки, прижимаемые к монорельсу;
- электромагнитные устройства, взаимодействующие с монорельсом или приводными колесами.

Торможение, реализуемое за счет приводных или ходовых колес, может быть использовано частично или в полной мере. В этом случае тормозное усилие T зависит от коэффициента сцепления колес с монорельсом и усилия их прижатия к монорельсу: $T \leq \sum_{i=1}^n P_i \psi$, где P_i – усилие прижатия i -го колеса к монорельсу; ψ – коэффициент сцепления i -го колеса с монорельсом; n – количество колес, участвующих реализации торможения.

Для современных ШПМД усилие прижатия P_i для ходовых колес определяется тормозной массой каждой тележки, а приводных колес – усилием, принудительно создаваемым прижимным механизмом, не зависящим от сцепной массы тележки. Для приводных колес торможение будет эффективным, если отношение $T / \sum_{i=1}^n P_i \psi$ будет стремиться к единице и не будет превышать указанного значения.

В случае прижатия фрикционных колодок к монорельсу реализуемое тормозное усилие является функцией усилия их взаимного прижатия и коэффициента трения контактирующих поверхностей: $T \leq \sum_{i=1}^m P_i \mu$, где P_i – усилие прижатия колодок к монорельсу; μ – коэффициент трения между колодкой и монорельсом; m – количество колодок, участвующих в процессе торможения.

Электромагнитный тормоз, взаимодействующий с монорельсом, создает тормозное усилие, определяемое как суммарная сила подмагничивания. Однако данный способ не находит широкого использования для ШПМД, но его применение возможно в связи с дальнейшим совершенство-

ванием электропривода, созданием аккумуляторных и гибридных систем для монорельсового транспорта.

По характеру приложения силы, управляющей тормозом, можно выделить следующие исполнения: нормально закрытые, нормально открытые и комбинированные.

К нормально закрытым тормозам относят устройства, у которых торможение создается постоянно действующей силой, например – пружиной, а растормаживание осуществляется при приложении дополнительной силы управления тормозом. Причем, приложение силы управления происходит одновременно с включением привода и началом движения, а при выключении привода тормоз автоматически замыкается. У нормально открытых тормозов размыкание происходит с помощью постоянно действующей размыкающей силы, а торможение – за счет приложения силы управления тормозом. Для комбинированных тормозов в нормальных условиях характерна работа нормально открытых тормозов, а в аварийных условиях – нормально закрытых под воздействием внешней замыкающей силы.

На современные ШПМД устанавливают автоматическую непрямодействующую тормозную систему, так называемого «клещевого типа» [111]. На рис. 1.4 показан общий вид тормозного устройства, установленного на тяговой тележке.

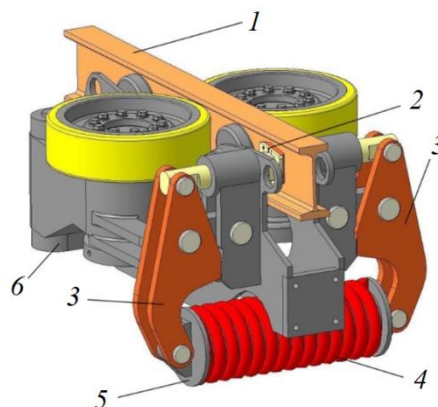


Рисунок 1.4 – Общий вид тормозного устройства, установленного на тяговой тележке:

- 1 – монорельс; 2 – тормозная колодка; 3 – рычаг; 4 – пружина;
5 – гидроцилиндр; 6 – рама

Торможение осуществляется колодками, прижимающимися с двух сторон к вертикальной стенке монорельсового пути, с помощью рычагов и пружины, которая перед началом движения сжимается гидроцилиндром, а во время торможения – разжимается за счет сил упругости. Каждая пара колодок с рычажно-пружинным механизмом образуют тормозную тележку. Давление жидкости на гидроцилиндр подается из магистрали, проложенной вдоль подвижного состава от силового гидроблока до каждой тормозной тележки.

Колодки реализуют тормозную силу T_{max} , достаточную для удержания подвижного состава на уклоне с запасом по отношению к статическому тяговому усилию F_{max} , необходимому для перемещения подвижного состава на максимальном уклоне. Указанный запас определяется коэффициентом запаса $k_z = T_{max} / F_{max}$, который согласно [79] должен быть не менее 2,5.

При нормальной эксплуатации тормозная система работает как оперативная или стояночная, а при появлении опасных ситуаций – аварийная.

Во время стоянки подвижного состава, когда давление в гидроцилиндрах тормозных тележек отсутствует, тормозные колодки прижимаются к монорельсу с помощью пружин и рычагов. В этом случае тормозная система работает как стояночная.

Перед началом движения ШПМД в гидроцилиндры одновременно подается давление, пружины сжимаются, колодки растормаживаются и только после этого подвижной состав сможет перемещаться. Для его остановки необходимо уменьшать давление в гидроцилиндрах, что позволяет колодкам прижиматься к монорельсу. При этом тормозная система ШПМД работает как оперативная.

Аварийная тормозная система срабатывает по команде машиниста или автоматически и обеспечивает полную остановку подвижного состава на максимальном уклоне горной выработки на тормозном пути не более 10 м. Причем, автоматическое торможение может происходить при разрыве

сцепных устройств или превышении максимальной скорости движения на 25% [79].

Рассматриваемая тормозная система ШПМД включает ряд тормозных тележек, обязательно устанавливаемых спереди передней по ходу кабины управления и сзади задней кабины. Кроме того, тормозные тележки устанавливаются на тяговых устройствах, количество которых в составе ШПМД определяется тяговым расчетом и, как правило, составляет от 2 до 5. В горных выработках со знакопеременным профилем, когда участки с обратным уклоном имеют протяженность более двух длин составов, ШПМД оснащаются тормозными устройствами двухстороннего действия [32, 102, 104, 131, 175, 176, 187, 188, 189, 190, 191].

Большой вклад в создание и совершенствование тормозных устройств шахтного транспорта внесли исследования М.П. Александрова [3], В.С. Исакова [80, 81], А.Н. Коптовца [87, 103, 125], А.В. Новицкого [105], В.В. Процива [123], Ю.И. Осенина [181]. Работы этих авторов посвящены вопросам выбора параметров тормозных систем для горнотранспортных и грузоподъемных машин. Однако, полученные теоретические и экспериментальные результаты исследований этих авторов не учитывают конструктивные особенности монорельсового транспорта, условия его эксплуатации, а поэтому не могут использоваться тормозных устройств ШПМД в полной мере.

Работы В.О. Гутаревича [34, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52], Л.Г. Желтухина [64] направлены на исследование продольной динамики ШПМД. Созданные авторами математические модели движения ПС по подвесному монорельсовому пути позволили определить динамические нагрузки, формирующиеся во время его торможения и направленные вдоль монорельса. Указанные математические модели не учитывают наличие зазоров в сцепках подвижного состава, поэтому приведенные результаты требуют дополнения.

Исследования К. Szewerdal [183] и J. Tokarczyk [184, 185] посвящены экспериментальному определению коэффициента трения тормозной тележки с монорельсом. В результате проведения исследований составлена методика испытаний тормозных колодок, подобрана измерительная аппаратура и разработан стенд. Конструкция стенда позволяет определять коэффициент сцепления тормозных колодок с диском, имитирующим монорельсовый путь. При этом радиус диска в несколько раз меньше радиуса закруглений монорельсового пути. Так как условия измерений имитируют движение тормозной тележки по кривой монорельсового пути малого радиуса, что не соответствует ее движению по прямой, то полученные значения коэффициента трения тормозных колодок с монорельсом подлежат уточнению.

На основании вышеизложенного следует, что в настоящее время существующие рекомендации по выбору параметров тормозных устройств для монорельсового транспорта требуют дополнений и дальнейшего развития с учетом особенностей конструкции.

1.4 Выводы по разделу и постановка задач исследования

Из проведенного обзора литературных источников в области создания и исследования шахтных подвесных монорельсовых дорог, а также исследования тормозных устройств, следует:

1. Конструкция тормозных устройств для ШПМД и условия их эксплуатации существенно отличаются от других горнотранспортных и грузоподъемных машин. Это не позволяет в полной мере использовать полученные ранее результаты исследований для обоснования параметров и совершенствования тормозных устройств в целях снижения динамических нагрузок на подвижной состав, монорельсовый путь и крепь горной выработки.

2. Математическое описание процессов, возникающих во время торможения ШПМД, не позволяет производить количественную оценку динамических нагрузок в сцепках подвижного состава с зазорами.

3. Приведенные в литературе положения расчета параметров тормозных устройств ШПМД крайне ограничены. Обобщить эти сведения и дать рекомендации по выбору обоснованных параметров тормозных тележек является затруднительным.

4. Приводимые значения коэффициентов трения тормозных колодок с монорельсом, полученные экспериментально, значительно отличаются друг от друга, а поэтому подлежат уточнению.

5. Для расширения области ШПМД требуется создание тормозных устройств нового технического уровня, работа которых связана с дополнительно формирующимися динамическими нагрузками в сцепках тележек, передающимися на монорельсовый путь и крепь горной выработки.

На основании проведенного анализа следует, что для достижения указанной цели работы – повышение эффективности торможения ШПМД за счет снижения динамических нагрузок на основе совершенствования конструкции и обоснования параметров тормозных устройств, целесообразно решить следующие задачи:

- выполнить анализ проблем, связанных с повышением эффективности торможения подвижного состава ШПМД;
- составить математическое описание процессов, возникающих во время торможения ШПМД, позволяющее производить количественную оценку динамических нагрузок на ПС, МП и крепь горной выработки;
- выполнить анализ динамических характеристик подвесного пути ШПМД;
- провести экспериментальные исследования тормозных устройств ШПМД;
- выполнить синтез и разработать методику синтеза тормозных устройств ШПМД с оптимальными параметрами;
- разработать рекомендации для снижения динамических нагрузок, возникающих во время торможения ШПМД и воздействующих на ПС, МП и крепь горной выработки.

РАЗДЕЛ 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТОРМОЖЕНИЯ
ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ2.1 Общие подходы к формированию процесса торможения
шахтной подвесной монорельсовой дороги

Одними из важнейших факторов, обеспечивающих надежную и безопасную эксплуатацию шахтных подвесных монорельсовых дорог, является повышение эффективности торможения и увеличение сил трения, реализуемых тормозными устройствами. Это может быть достигнуто за счет снижения негативного влияния динамических нагрузок и улучшения динамических характеристик колебательных процессов, формирующихся при торможении подвижного состава. Указанные динамические силы, действующие вдоль монорельса, в переходных режимах могут существенно превышать силы установившегося движения [72, 74, 75].

Данный раздел посвящен установлению закономерностей динамических процессов, возникающих во время режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом эксплуатационных факторов, характерных для горных предприятий.

Для этого необходимо:

- установить общие подходы к формированию процесса торможения подвижного состава на подвесном монорельсе;
- разработать математическую модель процесса торможения подвижного состава ШПМД;
- на основе математической модели торможения ШПМД провести исследования динамических процессов, протекающих во время остановки подвижного состава и установить основные направления для совершенствования тормозных устройств.

В процессе торможения подвижного состава возникают как растягивающие, так и сжимающие силы, направленные вдоль монорельса и вызывающие продольные колебания ШПМД. При этом формирующиеся динамические нагрузки от тормозных тележек с одной стороны передаются на сцепки и подвижной состав, а с другой – на монорельс, его подвеску и далее на крепь горной выработки.

Как указывалось ранее, согласно требованиям Гортехнадзора [22, 79] при перевозке людей сцепки должны иметь 10-кратный запас прочности по отношению к максимальной статической нагрузке, а при перевозке грузов – 6-кратный запас. Такие запасы позволяют обеспечивать прочность сцепок с учетом дополнительных динамических нагрузок.

Однако для крепи горной выработки, которая служит для поддержания кровли и подвески монорельсового пути, дополнительные динамические нагрузки, формирующиеся во время торможения ШПМД, в настоящее время не нормируются никакими нормативными документами.

Как показывает опыт эксплуатации ШПМД, в случае применения анкерной крепи действие динамических нагрузок приводит к дополнительным изгибным напряжениям анкерного стержня. В случае применения арочной крепи, верхняк которой достаточно нагружен горными породами, динамические нагрузки не оказывают существенного влияния, но если верхняк не загружен, то – возможно смещение секции крепи. Причем, сначала в сторону торможения по ходу движения подвижного состава, а затем – обратно. Указанные обстоятельства необходимо учитывать в прочностных расчетах элементов ШПМД и выборе крепи горных выработок.

Общая структурная схема подвесной монорельсовой дороги показана на рис. 2.1, где приняты следующие обозначения: m_1, m_{10} – приведенные массы тормозных тележек с кабинами управления; m_2, m_9 – приведенные массы тяговых устройств; m_3, m_5, m_7 – массы ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки; m_4, m_6, m_8 – приведенные массы подвесных элементов подвижного состава с учетом приведенной массы груза; h_c – рас-

стояние между точкой подвеса груза и его центром тяжести; c_{c12} , c_{c23} , c_{c35} , c_{c57} , c_{c79} и c_{c910} – коэффициенты жесткости сцепок, для стыкуемых между собой тележек; b_{c12} , b_{c23} , b_{c35} , b_{c57} , b_{c79} и b_{c910} – коэффициенты демпфирования сцепок, соответственно; c_x и c_y – коэффициенты продольной и поперечной жесткости подвесок монорельсового пути.

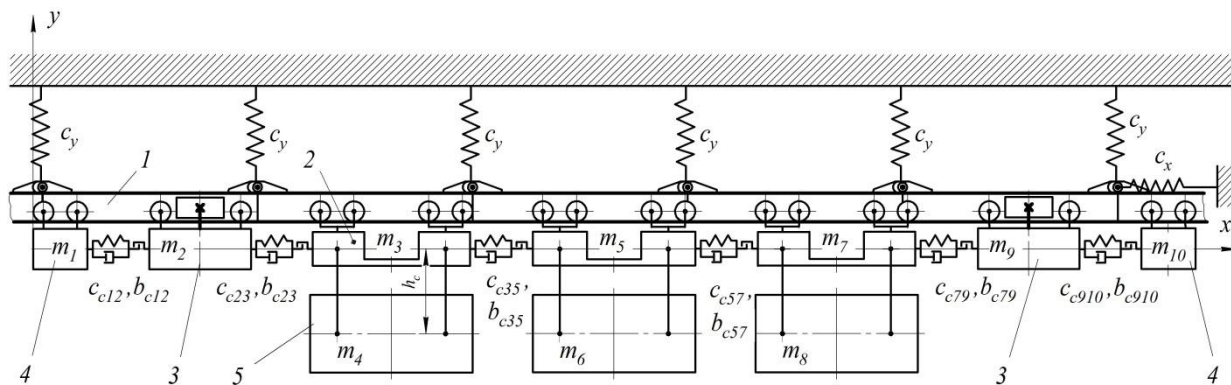


Рисунок 2.1 – Общая структурная схема подвесной монорельсовой дороги:

1 – монорельсовый путь; 2 – ходовая тележка; 3 – тяговая тележка;

4 – тормозная тележка; 5 – перевозимый груз

В общем случае ШПДМ представляет собой сложную систему связанных между собой физических тел. Подвижной состав и подвесной монорельсовый путь образуют сложные динамические системы с большим количеством степеней свободы, поэтому во время движения формируются сложные колебания пространственной структуры. При этом во время торможения происходят колебания тележек и подвесной части подвижного состава относительно монорельсового пути, а также колебания подвесного монорельсового пути и тележек относительно продольной оси выработки.

Как показывают исследования [40, 41, 42, 50, 51], сложные колебания ШПДМ возможно рассматривать обособленно, разделяя колебания тележек и подвесной части подвижного состава относительно монорельсового пути, как одну подсистему, а колебания подвесного монорельсового пути и тележек относительно продольной оси выработки, как другую подсистему. Исследование первой подсистемы позволяет устанавливать взаимосвязь между

параметрами сцепок и колебаниями подвижного состава с подвешенным грузом, определять формирующиеся во время его торможения динамические нагрузки на тележки и монорельсовый путь, а второй – воздействие возникающих динамических нагрузок на подвеску монорельсового пути и крепь горной выработки. Поэтому в дальнейшем исследования торможения ПС на жестко закрепленном монорельсе и формирования динамических нагрузок на крепь горных выработок будут проводиться отдельно.

2.2 Математическая модель торможения подвижного состава

Математическое моделирование движения подвижного состава ШПМД является инструментом, позволяющим исследователю решать задачи при помощи математической модели. При этом создание математической модели должно вестись с учетом двух условий.

С одной стороны, адекватно описывающая реальные процессы движения подвижного состава математическая модель позволяет получать результаты, интерпретация которых дает возможность делать выводы и рекомендации для реального транспорта. С другой стороны, необходимо принять ряд допущений, упрощающих как саму модель, так и возможность теоретических исследований. При этом допущения ни в коем случае не должны искажать реальные процессы, исключая некоторые детали несущественные для данного направления исследования.

Для исследования динамики подвижного состава, с учетом [11, 18, 58, 94, 98, 119, 170, 171, 172, 173, 174] принимаем следующие допущения и считаем, что: монорельсовый путь жестко закреплен; коэффициент жесткости пути не изменяется вдоль пролета; колеса тележек перемещаются без отрыва от поверхностей качения; наличие стыков и изгиба монорельса не учитывается. Движение поезда осуществляется по горизонтальной выработке, поскольку результаты теоретического исследования в этом случае мож-

но экстраполировать на различные случаи движения: как на подъем, так и при спуске, учитывая силы сопротивления движению от наклона пути.

Перед началом процесса торможения подвижной состав ШПМД может находиться как в сжатом, так и в растянутом состоянии.

В сжатом (осаженном) состоянии подвижные единицы прижаты друг к другу, при этом присутствует зазор в сцепках. Наличие зазора приводит к изменению продольных усилий в сцепках, что приводит к дополнительным динамическим нагрузкам. Однако, это позволяет снизить общее усилие, необходимое для трогания всего подвижного состава, так как обеспечивает последовательное трогание каждой подвижной единицы.

В случае нахождения подвижных единиц в растянутом состоянии, например, во время торможения в горизонтальной выработке и по выработке с положительным углом наклона – зазор в сцепках выбран.

Поэтому необходимо учитывать влияние зазора на динамику состава при торможении.

В работах [11, 33, 61] приведены математические модели торможения подвижного состава с учетом его упруго-демпфирующих связей и колебаний перевозимого груза. При моделировании было установлено, что жесткостные и массовые параметры элементов подвижного состава существенно влияют на усилия в сцепках, возникающие при торможении, что оказывает влияние на колебания элементов подвесной монорельсовой дороги. Однако в этих моделях не были учтены зазоры, существующие в сцепках между подвижными единицами, что не мешало достигнуть поставленных задач, но требует уточнения.

На рис. 2.2, а представлена расчетная схема подвесной монорельсовой дороги как системы жестких тел, связанных между собой упругими и демпфирующими связями, имеющими линейные характеристики.

Согласно этой схеме во время торможения возможны отклонения подвески груза на углы ψ_4 , ψ_6 и ψ_8 , которые возникают под действием сил

инерции подвижного состава. Упрощенная схема сцепки, учитывающая зазор δ , показана на рис. 2.2, б.

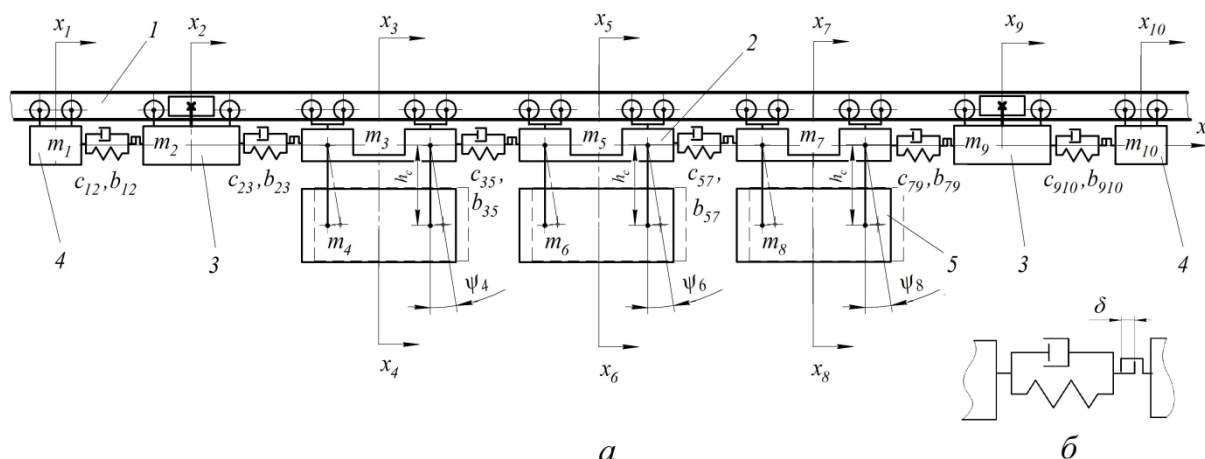


Рисунок 2.2 – Схема ШПМД:

a – подвижной состав; *б* – сцепное устройство;

1 – монорельсовый путь; *2* – ходовая тележка; *3* – тяговая тележка;

4 – тормозная тележка; *5* – перевозимый груз

Пользуясь принципом Д'Аламбера и на основании принятых допущений, представим систему дифференциальных уравнений торможения подвижного состава.

Отличие приведенных ниже математических моделей торможения ШПМД от известных заключается в том, что учитывается наличие зазоров в сцепках подвижного состава.

При составлении этих математических моделей не учитываются возмущения от подвешенного монорельсового пути, а также считается, что сила торможения изменяется по зависимости [35]

$$T_{qi}(t) = T_{max} \cdot (1 - e^{-\varepsilon t}), \quad (2.1)$$

где T_{max} – максимальное усилие, развиваемое тормозным устройством;

ε – коэффициент, учитывающий время нарастания силы торможения, развиваемой тормозной тележкой.

Математическая модель торможения ПС ШПМД, находящегося перед торможением в «сжатом» состоянии имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_1 \ddot{x}_1 = -T_{q1} - [c_{12}(x_1 - x_2 - \delta) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0(x_1 - x_2 - \delta) + [c_{12}(x_1 - x_2) + \\
 + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0(-x_1 + x_2); \\
 m_2 \ddot{x}_2 = F_{r2} + [c_{12}(x_1 - x_2 - \delta) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0(x_1 - x_2 - \delta) + [c_{12}(x_1 - x_2) + \\
 + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0(-x_1 + x_2) - [c_{23}(x_2 - x_3 - \delta) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0(x_2 - x_3 - \delta) + [c_{23}(x_2 - x_3) + \\
 + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0(-x_2 + x_3) - gm_2\omega' \text{sign}\dot{x}_2; \\
 m_3 \ddot{x}_3 = [c_{23}(x_2 - x_3 - \delta) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0(x_2 - x_3 - \delta) + [c_{23}(x_2 - x_3) + \\
 + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0(-x_2 + x_3) - [c_{35}(x_3 - x_5 - \delta) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0(x_3 - x_5 - \delta) + [c_{35}(x_3 - x_5) + \\
 + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0(-x_3 + x_5) - g(m_3 + m_4)\omega' \text{sign}\dot{x}_3; \\
 \ddot{x}_4 = g(x_3 - x_4) / h_{34}; \\
 m_5 \ddot{x}_5 = [c_{35}(x_3 - x_5 - \delta) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0(x_3 - x_5 - \delta) + [c_{35}(x_3 - x_5) + \\
 + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0(-x_3 + x_5) - [c_{57}(x_5 - x_7 - \delta) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0(x_5 - x_7 - \delta) + [c_{57}(x_5 - x_7) + \\
 + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0(-x_5 + x_7) - g(m_5 + m_6)\omega' \text{sign}\dot{x}_5; \\
 \ddot{x}_6 = g(x_5 - x_6) / h_{56}; \\
 m_7 \ddot{x}_7 = [c_{57}(x_5 - x_7 - \delta) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0(x_5 - x_7 - \delta) + [c_{57}(x_5 - x_7) + \\
 + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0(-x_5 + x_7) - [c_{79}(x_7 - x_9 - \delta) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0(x_7 - x_9 - \delta) + [c_{79}(x_7 - x_9) + \\
 + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0(-x_7 + x_9) - g(m_7 + m_8)\omega' \text{sign}\dot{x}_7; \\
 \ddot{x}_8 = g(x_7 - x_8) / h_{78}; \\
 m_9 \ddot{x}_9 = F_{r9} + [c_{79}(x_7 - x_9 - \delta) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0(x_7 - x_9 - \delta) + [c_{79}(x_7 - x_9) + \\
 + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0(-x_7 + x_9) - [c_{910}(x_9 - x_{10} - \delta) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0(x_9 - x_{10} - \delta) + [c_{910}(x_9 - x_{10}) + \\
 + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0(-x_9 + x_{10}) - gm_9\omega' \text{sign}\dot{x}_9; \\
 m_{10} \ddot{x}_{10} = -T_{q10} + [c_{910}(x_9 - x_{10} - \delta) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0(x_9 - x_{10} - \delta) + [c_{910}(x_9 - x_{10}) + \\
 + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0(-x_9 + x_{10}) - gm_{10}\omega' \text{sign}\dot{x}_{10}.
 \end{array} \right.$$

Аналогичным способом составим систему дифференциальных уравнений торможения подвижного состава, находящегося перед торможением в «растянутом» состоянии:

$$\left\{ \begin{array}{l}
m_1 \ddot{x}_1 = -T_{q1} - [c_{12}(x_1 - x_2) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0(-x_1 + x_2) - [c_{12}(x_1 - x_2 + \delta) + \\
+ b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0[-x_1 + x_2 + \delta]; \\
m_2 \ddot{x}_2 = F_{t2} + [c_{12}(x_1 - x_2) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0(-x_1 + x_2) + [c_{12}(x_1 - x_2 + \delta) + \\
+ b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]\sigma_0[-x_1 + x_2 + \delta] - [c_{23}(x_2 - x_3) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0(-x_2 + x_3) - \\
- [c_{23}(x_2 - x_3 + \delta) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0[-x_2 + x_3 + \delta] - gm_2 \omega' \text{sign} \dot{x}_2; \\
m_3 \ddot{x}_3 = [c_{23}(x_2 - x_3) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0(-x_2 + x_3) + [c_{23}(x_2 - x_3 + \delta) + \\
+ b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]\sigma_0[-x_2 + x_3 + \delta] - [c_{35}(x_3 - x_5) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0(-x_3 + x_5) - \\
- [c_{35}(x_3 - x_5 + \delta) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0[-x_3 + x_5 + \delta] - g(m_3 + m_4) \omega' \text{sign} \dot{x}_3; \\
\ddot{x}_4 = g(x_3 - x_4) / h_{34}; \\
m_5 \ddot{x}_5 = [c_{35}(x_3 - x_5) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0(-x_3 + x_5) + [c_{35}(x_3 - x_5 + \delta) + \\
+ b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)]\sigma_0[-x_3 + x_5 + \delta] - [c_{57}(x_5 - x_7) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0(-x_5 + x_7) - \\
- [c_{57}(x_5 - x_7 + \delta) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0[-x_5 + x_7 + \delta] - g(m_5 + m_6) \omega' \text{sign} \dot{x}_5; \\
\ddot{x}_6 = g(x_5 - x_6) / h_{56}; \\
m_7 \ddot{x}_7 = [c_{57}(x_5 - x_7) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0(-x_5 + x_7) + [c_{57}(x_5 - x_7 + \delta) + \\
+ b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7)]\sigma_0[-x_5 + x_7 + \delta] - [c_{79}(x_7 - x_9) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0(-x_7 + x_9) - \\
- [c_{79}(x_7 - x_9 + \delta) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0[-x_7 + x_9 + \delta] - g(m_7 + m_8) \omega' \text{sign} \dot{x}_7; \\
\ddot{x}_8 = g(x_7 - x_8) / h_{78}; \\
m_9 \ddot{x}_9 = F_{t9} + [c_{79}(x_7 - x_9) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0(-x_7 + x_9) + [c_{79}(x_7 - x_9 + \delta) + \\
+ b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9)]\sigma_0[-x_7 + x_9 + \delta] - [c_{910}(x_9 - x_{10}) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0(-x_9 + x_{10}) - \\
- [c_{910}(x_9 - x_{10} + \delta) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0[-x_9 + x_{10} + \delta] - gm_9 \omega' \text{sign} \dot{x}_9; \\
m_{10} \ddot{x}_{10} = -T_{q10} + [c_{910}(x_9 - x_{10}) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0(-x_9 + x_{10}) + \\
+ [c_{910}(x_9 - x_{10} + \delta) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10})]\sigma_0[-x_9 + x_{10} + \delta] - gm_{10} \omega' \text{sign} \dot{x}_{10},
\end{array} \right.$$

где m_1, m_{10} – приведенные массы тормозных тележек с кабинами управления;

m_2, m_9 – приведенные массы тяговых устройств;

m_3, m_5, m_7 – массы ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки;

m_4, m_6, m_8 – приведенные массы подвесных элементов подвижного состава с учетом приведенной массы груза;

x_1, x_2, \dots, x_{10} – координаты перемещения центров тяжести перевозимых масс;

h_{34}, h_{56}, h_{78} – расстояния между точкой подвеса груза и его центром тяжести соответственно;

$c_{12}, c_{23}, c_{35}, c_{57}, c_{79}$ и c_{910} – коэффициенты жесткости сцепок, для стыкуемых между собой тележек;

$b_{12}, b_{23}, b_{35}, b_{57}, b_{79}$ и b_{910} – коэффициенты демпфирования сцепок;

F_{t2}, F_{t9} , и T_{q1}, T_{q10} – тормозные силы, создаваемые тяговыми и тормозными тележками, соответственно;

ω' – коэффициент сопротивления движению подвижного состава;

σ_0 – единичная функция;

g – ускорение силы тяжести.

Выражение (2.1) принято на основании теории торможения подъемно-транспортных машин и не учитывает конструктивные особенности тормозных устройств для монорельсовых дорог. Указанное выражение может быть использовано в приближенных расчетах, поэтому требует экспериментального уточнения, что будет выполнено в разделе 3.

В процессе эксплуатации шахтной подвесной монорельсовой дороги значения указанных зазоров могут изменяться. В общем случае этот параметр определяется конструкцией сцепок и зависит от степени изношенности элементов их соединений. На практике не исключены нарушения конструкции, когда зазор в сцепке может составлять 10 мм и более.

2.3 Моделирование процесса торможения подвижного состава и полученные результаты

2.3.1 Исходные данные для моделирования

Математическое моделирование движения ШПМД позволяет выполнять теоретические исследования и, тем самым, обоснованно устанавливать параметры устройств, обеспечивающих эффективное торможение подвижного состава, а, следовательно, и безопасную эксплуатацию монорельсового транспорта в подземных условиях.

Проведем исследование процесса торможения подвижного состава, используя следующие исходные данные для моделирования:

1. Массы:

- тормозных тележек с кабинами управления:

$$m_1 = m_{10} = 0,2 \text{ т};$$

- тяговых устройств:

$$m_2 = m_9 = 4,0 \text{ т};$$

- ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки:

$$m_3 = m_5 = m_7 = 2,0 \text{ т};$$

- подвесных элементов подвижного состава с учетом приведенной массы груза:

$$m_4 = m_6 = m_8 = 8,0 \text{ т}.$$

2. Тормозная сила, развиваемая составом ШПМД – 100 кН.

3. Коэффициент жесткости сцепки

$$c_{12} = c_{23} = c_{35} = c_{57} = c_{79} = c_{910} = 2000 \text{ кН/м}.$$

4. Коэффициент демпфирования сцепки

$$b_{12} = b_{23} = b_{35} = b_{57} = b_{79} = b_{910} = 5,0 \text{ кН}\cdot\text{с/м}.$$

5. Расстояние между центрами масс тележек и перевозимых грузов

$$h_{34} = h_{56} = h_{78} = 1,0 \text{ м}.$$

При моделировании процесса торможения начальная скорость движения подвижного состава принималась 3,5 м/с, поскольку современные тенденции развития ШПМД для угольных предприятий предполагают увеличение максимальной скорости до 3,5 м/с [188, 191].

Коэффициент, учитывающий время нарастания силы торможения, принят равным $0,426 \text{ с}^{-1}$ на основании экспериментальных исследований, описание которых приведено в разделе 3.

Значение тормозного усилия подвижного состава принято 100 кН, в соответствии с [104], где указаны пределы максимальных значений тормозной силы, развиваемой составом, и составляют от 90 кН до 120 кН в зависимости от коэффициента трения. В исходном варианте торможение осуще-

ствляется передней и задней тележками одновременно, усилие каждой из которой, соответственно равно 50 кН.

2.3.2 Исследование влияния зазора в сцепках на параметры процесса торможения

Для определения характера влияния величины зазора в сцепках на процессы торможения ПС ШМПД введем в параметры состава, приведенные в таблице 2.1 зазор δ , величину которого примем $\delta_2 = 10$ мм.

В качестве параметров, характеризующих процесс торможения ШМПД, используются следующие зависимости: фазовые диаграммы колебаний, характеризующие изменение скорости движения единиц подвижного состава в зависимости от изменения их координат; графики изменения координат, в зависимости от времени торможения подвижного состава; зависимость усилия в сцепках от времени торможения подвижного состава; зависимость угла отклонения подвесного груза от времени торможения.

На рис. 2.3, *а* представлены фазовые диаграммы для случая, когда зазор $\delta_1 = 0$ мм, на рис. 2.2, *б* – $\delta_2 = 10$ мм.

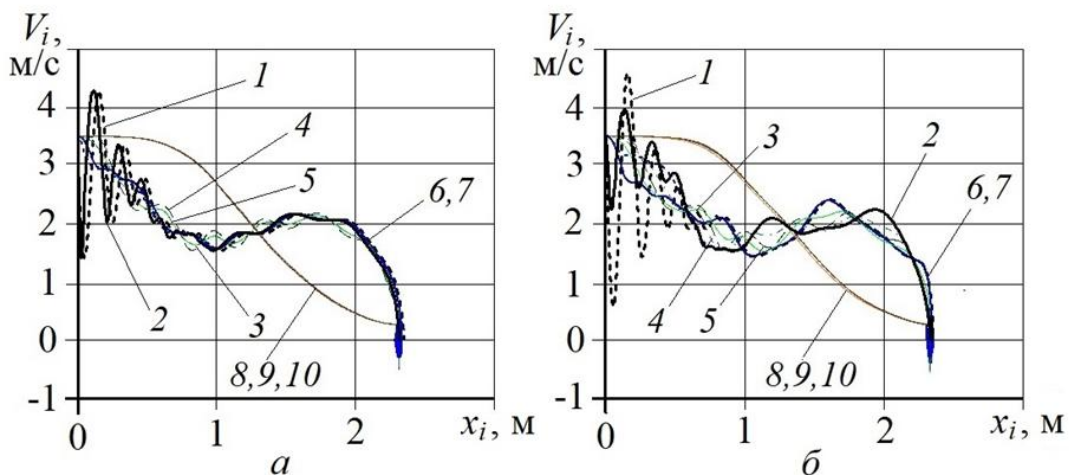


Рисунок 2.3 – Фазовые диаграммы изменения скорости единиц ПС в зависимости от перемещения при зазоре в сцепках $\delta_1 = 0$ мм (*а*) и $\delta_2 = 10$ мм (*б*):

1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки; 6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

Анализируя рис. 2.3 можно сделать вывод, что наличие зазоров в сцепках оказывает влияние на характер изменения скорости движения тележек. Увеличение зазора до 10 мм привело к увеличению амплитуды первого колебания первой тормозной тележки на 35% – с 2,8 м/с до 3,8 м/с. Тормозной путь составил для обоих случаев 2,4 м.

На рис. 2.4 представлены графические зависимости изменения скорости движения подвижных единиц в зависимости от времени торможения также для случаев, когда $\delta_1 = 0$ мм (рис. 2.4, а) и $\delta_2 = 10$ мм (рис. 2.4, б).

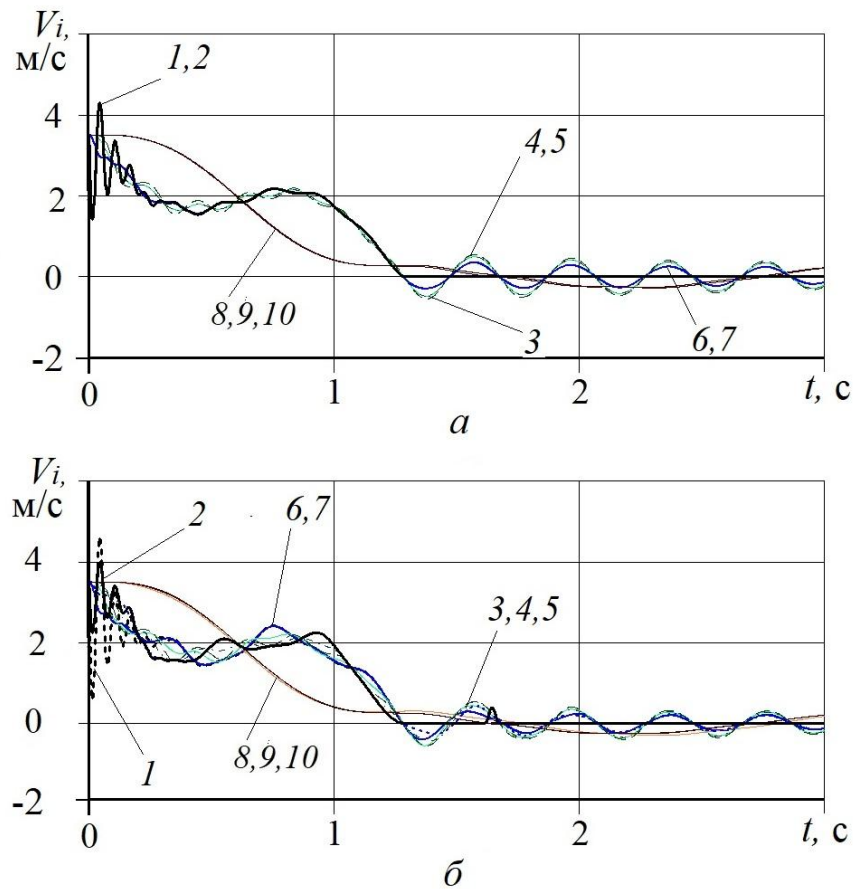


Рисунок 2.4 – Зависимости изменения скорости движения единиц ПС от времени процесса торможения

при зазоре в сцепках $\delta_1 = 0$ мм (а) и $\delta_2 = 10$ мм (б):

1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки; 6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

Рис. 2.4 подтверждает негативное влияние зазора в сцепках на процесс торможения, кроме этого по графику можно определить время торможения, для обоих случаев составило 1,4 с.

На рис. 2.5 показаны графики зависимостей углов отклонения подвешенного груза от времени торможения для случаев, когда $\delta_1 = 0$ мм (рис. 2.5, а) и $\delta_2 = 10$ мм (рис. 2.4, б).

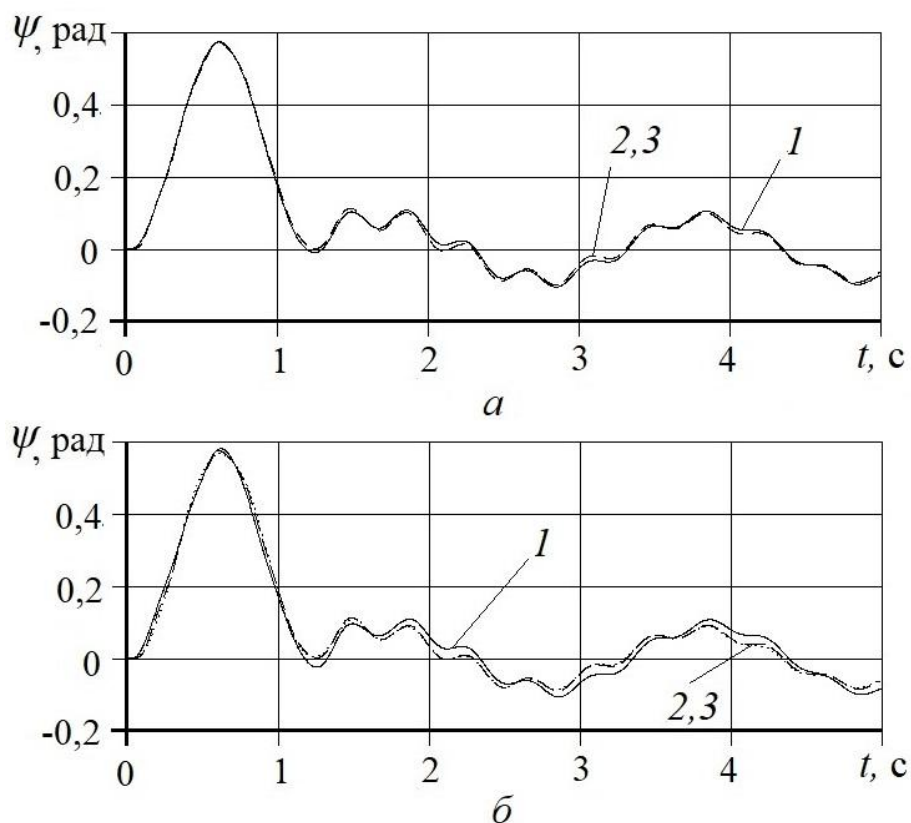


Рисунок 2.5 – Графики изменения углов отклонения подвесных единиц от времени торможения при зазоре в сцепках ПС $\delta_1 = 0$ мм (а) и $\delta_2 = 10$ мм (б):

1, 2, 3 – подвесные единицы

Графики на рис. 2.5 показывают, что наличие зазора в сцепках приводит к тому, что наблюдается несовпадение колебаний подвесных единиц, при зазоре в 10 мм отклонение в амплитуде возрастает до $2,5^\circ$.

На рис. 2.6 приведены графики зависимостей усилий, возникающих в сцепках во время процесса торможения подвижного состава, от времени торможения.

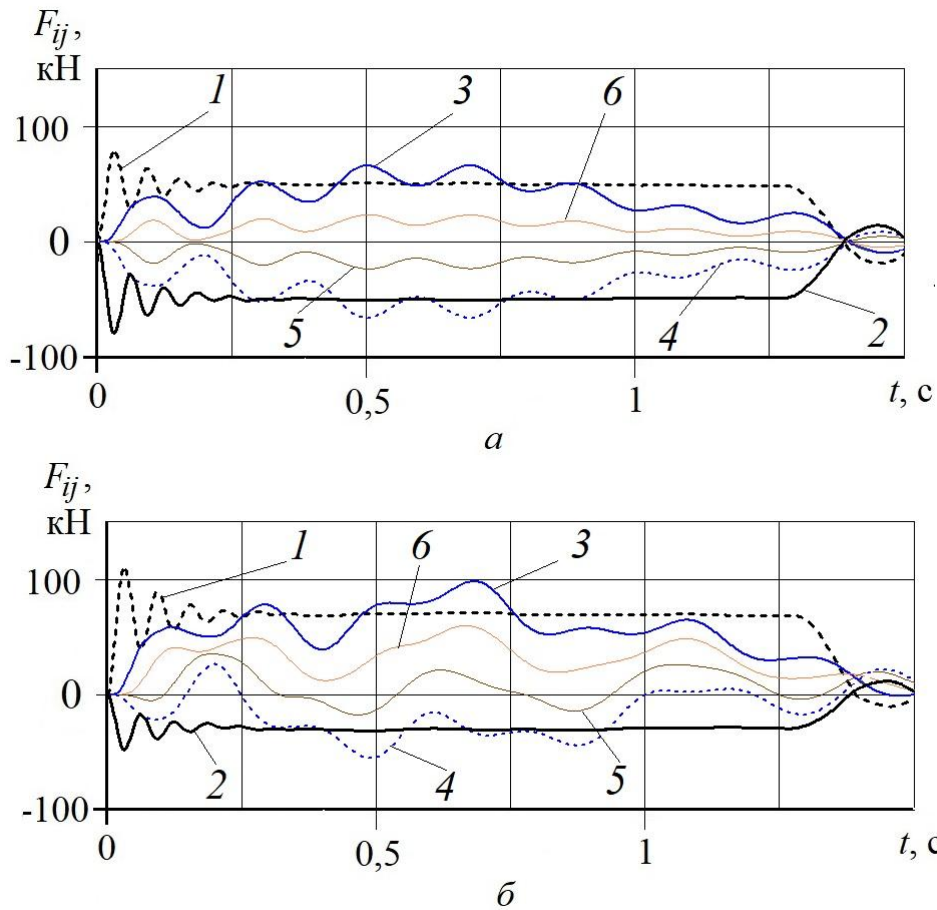


Рисунок 2.6 – Графики изменения усилий в сцепках от времени торможения при зазоре в сцепках ПС $\delta_1 = 0$ мм (а) и $\delta_2 = 10$ мм (б):

1, 2 – сцепки между тормозной и тяговой тележками, соответственно передними и задними; 3, 4 – сцепки между тяговой и ходовой тележками, соответственно передними и задними; 5, 6 – сцепки между ходовыми тележками

Исходя из представленных графиков на рис. 2.6, можно сказать, что усилия, возникающие в сцепках при наличии в них зазора, увеличиваются. Так, при зазоре 10 мм усилие на первой сцепке (поз. 1) возросло на 47% (с 75 кН до 110 кН), при этом в последней сцепке (поз. 2) усилие уменьшилось на 40% (с 75 кН до 45 кН). Наличие зазоров приводит к появлению неравномерности распределения возникающих усилий в начале и конце подвижного состава. При отсутствии зазоров, возникающие во время торможения, динамические нагрузки распределяются равномерно в начале и в конце ПС и не превышают 75 кН.

Таким образом, наличие зазора в сцепке ухудшает динамику торможения ПС ШПМД и приводит к увеличению усилий и колебательных процессов, что подтверждает необходимость учета зазора в сцепках ПС при исследовании процесса торможения ШПМД.

2.3.3 Исследование влияния скорости состава ШПМД на параметры процесса торможения

Скорость состава ШПМД является главным параметром, от которого зависит производительность и безопасность эксплуатации. С одной стороны, для увеличения производительности скорость нужно повышать, но, с другой стороны, требуется ограничение по скорости из-за возникающих дополнительных динамических нагрузок, а также необходимостью обеспечения требуемых тормозных свойств.

С увеличением начальной скорости торможения от 2,5 м/с до 3,5 м/с тормозной путь, ожидаемо, увеличился в два раза (с 1,2 м до 2,4 м), что можно видеть на рис. 2.7. Уменьшение начальной скорости также приводит к уменьшению колебаний подвижных единиц.

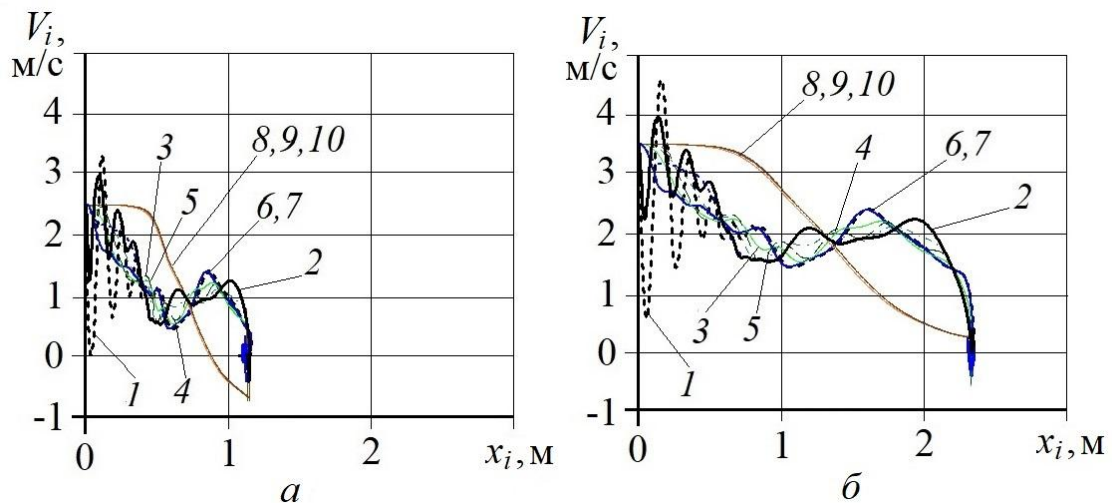


Рисунок 2.7 – Фазовые диаграммы изменения скорости единиц ПС при торможении с начальной скоростью 2,5 м/с (а) и 3,5 м/с (б):

1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки;
6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

Из приведенного ниже рис. 2.8 видно, что увеличение начальной скорости торможения не влияет на амплитуду колебаний подвесных единиц в начале торможения (первое колебание) – остается неизменной и составляет 0,58 рад. Однако, амплитуды следующих колебаний уменьшаются с 0,2 рад до 0,1 рад, но появляются дополнительные колебания (рис. 2.8, б).

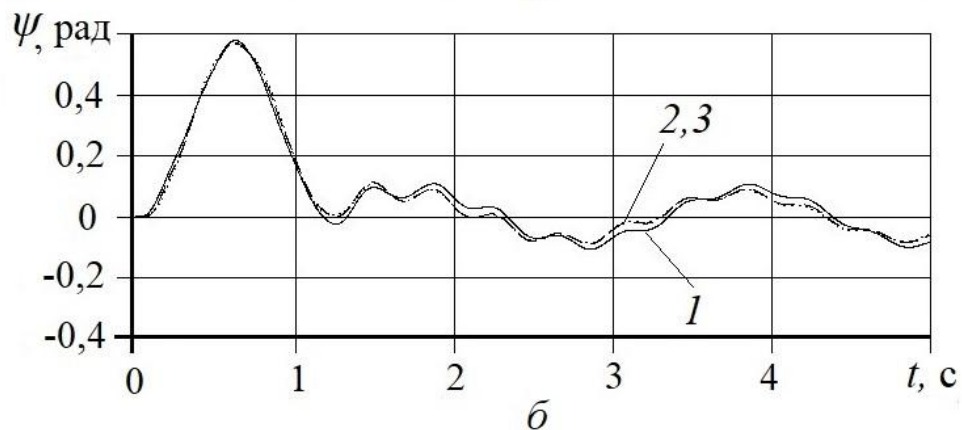
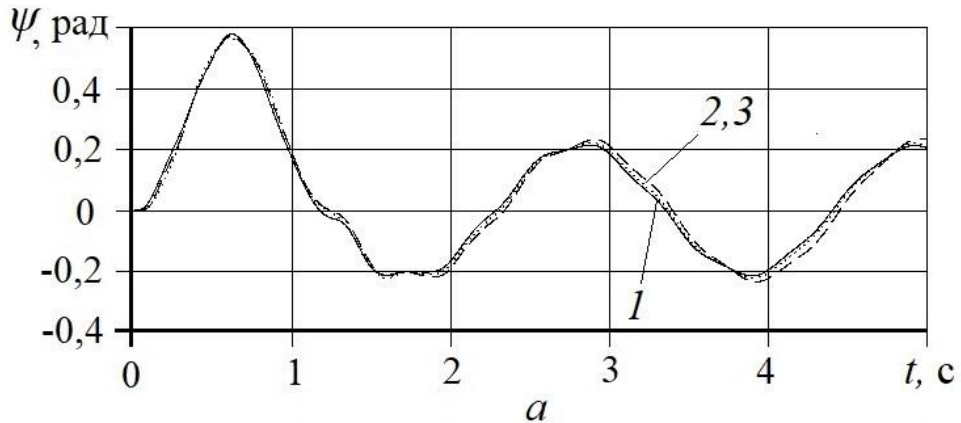


Рисунок 2.8 – Графики изменения углов отклонения подвесных единиц от времени торможения ПС при торможении с начальной скоростью

2,5 м/с (а) и 3,5 м/с (б):

1, 2, 3 – подвесные единицы

2.3.4 Исследование влияния жесткости сцепок состава ШПМД на параметры процесса торможения

Одной из характеристик сцепок, от которых зависят динамические нагрузки, действующие при торможении на подвижной состав, монорельс и крепь является жесткость.

Жесткость сцепки зависит от ее конструктивных особенностей. Это позволяет реализовывать в сцепках требуемые жесткостные свойства с учетом обеспечения меньшего динамического воздействия при торможении.

Жесткость сцепок учитывается коэффициентом жесткости, величина которого принята с учетом существующих конструкций в пределах 1000...3000 кН/м.

На рис. 2.9 – 2.11 приведены результаты исследования жесткости сцепок на параметры процесса торможения ШПМД.

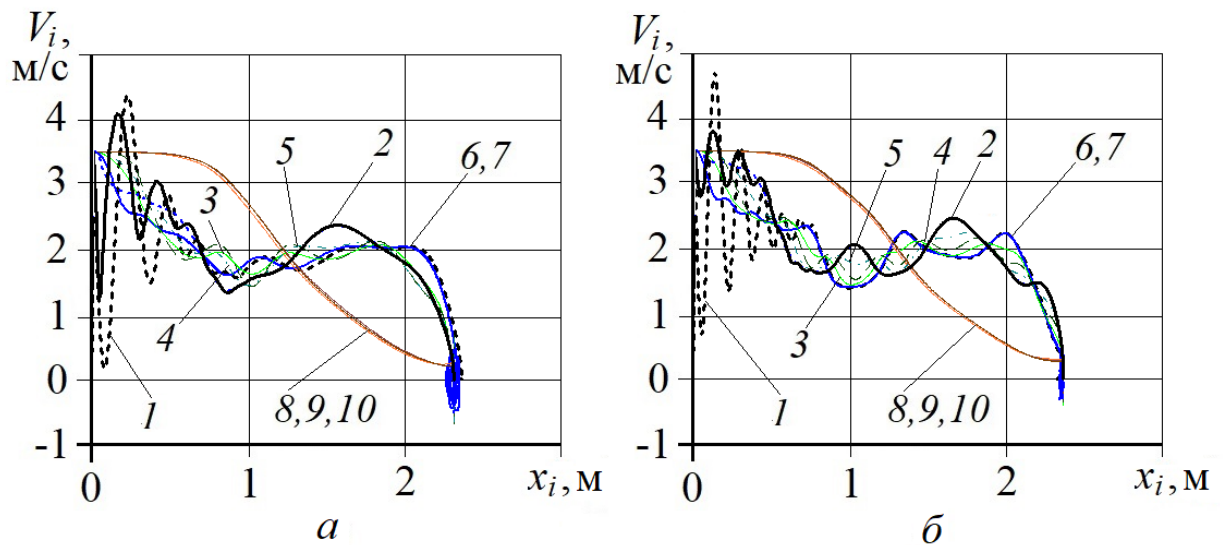


Рисунок 2.9 – Фазовые диаграммы изменения скорости единиц ПС при торможении, коэффициент жесткости сцепок 1000 кН/м (а) и 3000 кН/м (б):
1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки;
6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

Увеличение коэффициента жесткости до 3000 кН/м привело к уменьшению амплитуды колебаний скорости (рис. 2.9) последней тормозной тележки в 2,2 раза (с 2,2 м/с до 1,0 м/с).

На рис. 2.10 приведены графики изменения усилий в сцепках от времени торможения, а на рис. 2.11 графики изменения углов отклонения подвесных единиц от времени торможения при значениях коэффициентов жесткости 1000 кН/м и 3000 кН/м.

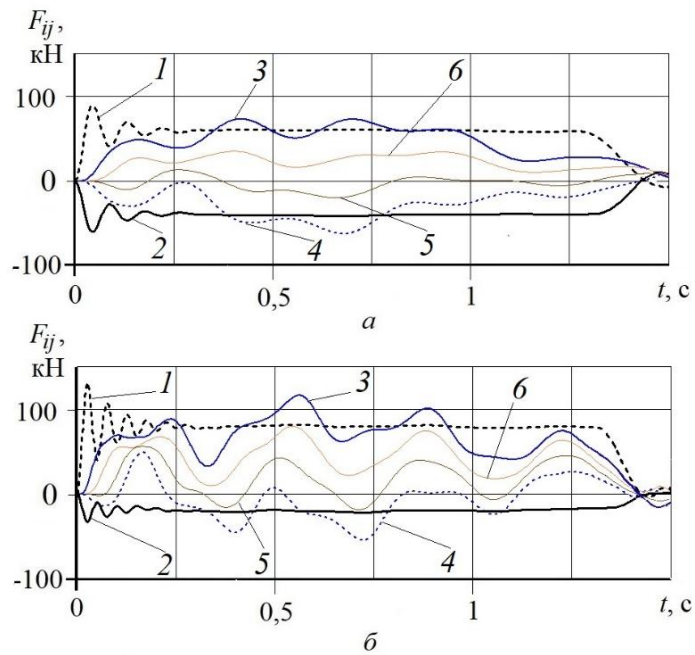


Рисунок 2.10 – Графики изменения усилий в сцепках от времени торможения, коэффициент жесткости сцепок 1000 кН/м (а) и 3000 кН/м (б):
 1, 2 – сцепки между тормозной и тяговой тележками соответственно передними и задними; 3, 4 – сцепки между тяговой и ходовой тележками соответственно передними и задними; 5, 6 – сцепки между ходовыми тележками

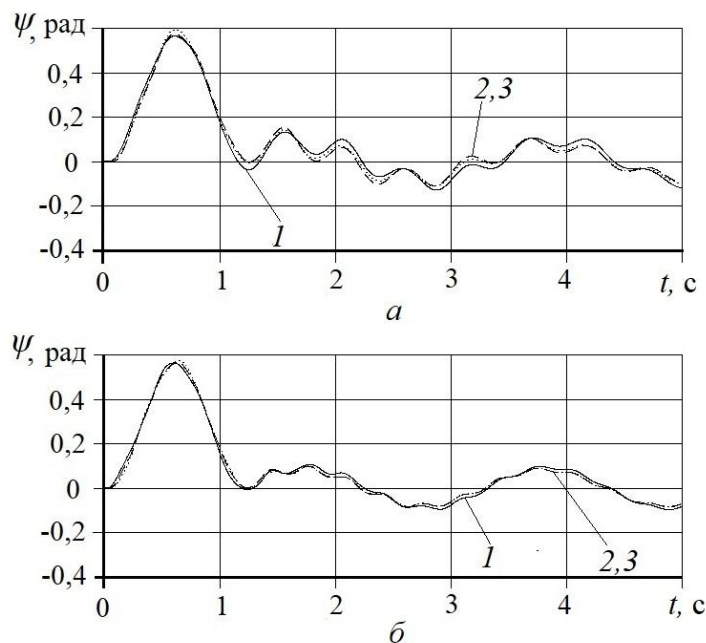


Рисунок 2.11 – Графики изменения углов отклонения подвесных единиц от времени торможения, коэффициент жесткости сцепок 1000 кН/м (а) и 3000 кН/м (б):

1, 2, 3 – подвесные единицы

Как видно из рис. 2.10 увеличение жесткости сцепок привело к увеличению усилия в сцепках, в частности в первой сцепке с 90 кН до 125 кН, также увеличилось усилие в третьей сцепке – с 75 кН до 120 кН.

Из рис. 2.11 видно, что значения углов отклонения подвесных грузов остаются неизменными, однако, с увеличением жесткости сцепок наблюдается снижение дополнительных колебаний, что следует из графика колебания подвесных единиц подвижного состава (рис. 2.11, б).

Таким образом, при увеличении жесткости сцепок происходит увеличение усилий в сцепках, что приводит к дополнительным динамическим воздействиям на элементы ШПМД.

2.3.5 Исследование влияния демпфирования в сцепках состава ШПМД на параметры процесса торможения

Демпфирующие свойства сцепок также являются конструктивным параметром, от которого зависит тормозная динамика ПС ШПМД.

Исследования демпфирующих свойств сцепок позволит определить требуемые характеристики сцепок с учетом тормозных нагрузок.

Демпфирующие свойства сцепок учитываются коэффициентом демпфирования, величина которого принята с учетом существующих конструкций в пределах $2 \dots 10$ кН·с/м.

На рис. 2.12 и на рис. 2.13 приведены результаты исследования демпфирующих свойств сцепок на параметры процесса торможения ШПМД. При этом на рис. 2.12 можно наблюдать уменьшение колебательных процессов с увеличением коэффициента демпфирования особенно передней и задней тормозных тележек в начале процесса торможения (рис. 2.12, б), например, амплитуда первого колебания первой тележки уменьшилась с 5 м/с до 3,8 м/с (на 32%).

На рис. 2.13 наблюдается снижение значений с 120 кН до 100 кН на первой сцепке. На остальных сцепках также происходит снижение усилия.

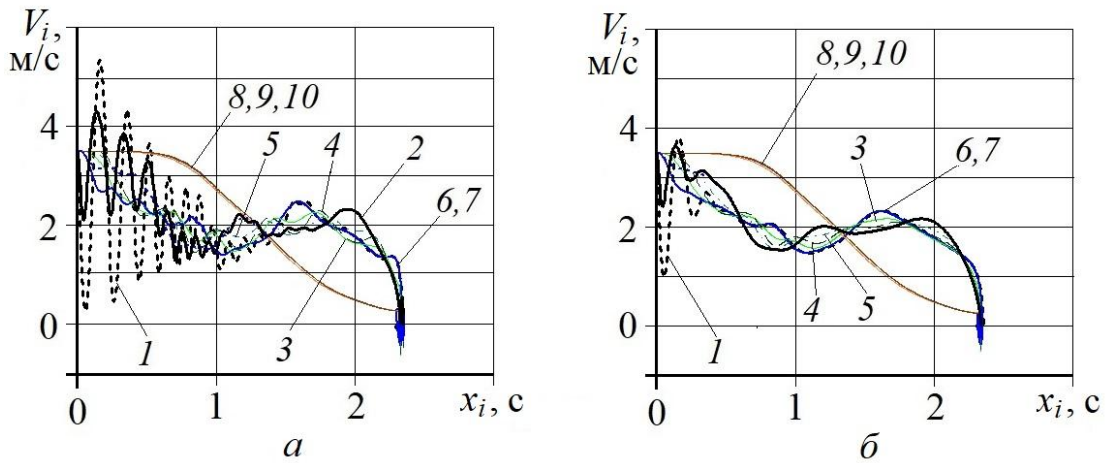


Рисунок 2.12 – Фазовые диаграммы изменения скорости единиц ПС при торможении, коэффициент демпфирования сцепок 2 кН/с·м (а) и 10 кН/с·м (б):

1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки;
6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

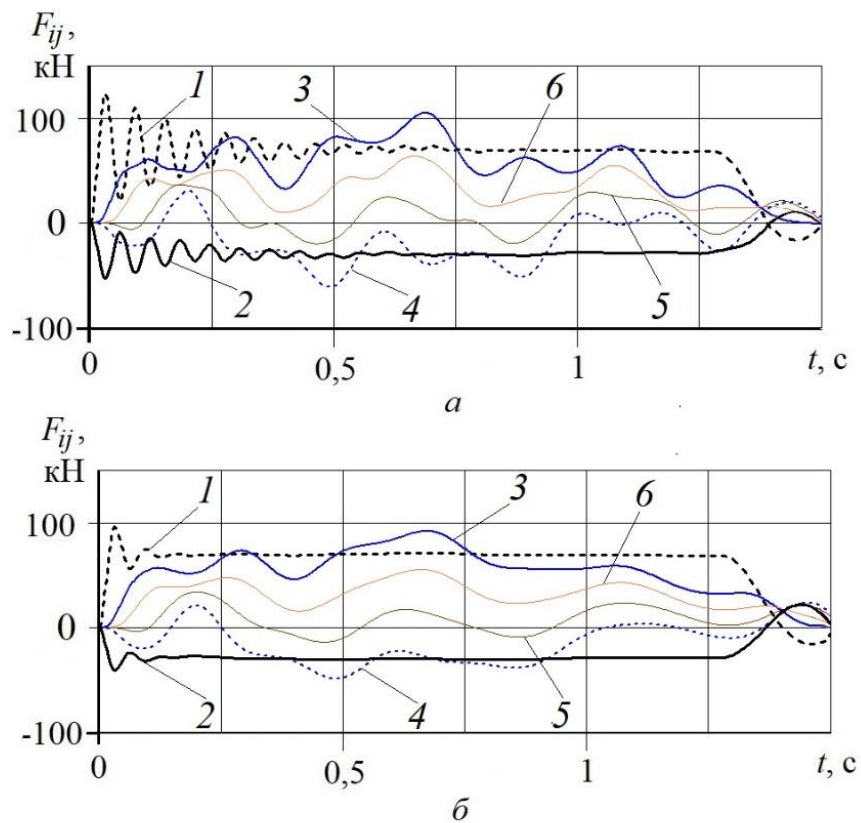


Рисунок 2.13 – Графики изменения усилий в сцепках от времени торможения ПС, коэффициент демпфирования сцепок 2 кН/с·м (а) и 8 кН/с·м (б):
1, 2 – сцепки между тормозной и тяговой тележками соответственно передними и задними; 3, 4 – сцепки между тяговой и ходовой тележками соответственно передними и задними; 5, 6 – сцепки между ходовыми тележками

Таким образом, увеличение коэффициента демпфирования сцепки в целом оказывает благоприятное влияние на динамику торможения ПС ШПМД.

2.3.6 Исследование влияния места приложения тормозных сил в составе ШПМД на параметры процесса торможения

Количество и расположение тормозных тележек в ПС также влияет на тормозную динамику, поскольку от этого зависит величина тормозной силы, реализуемой одной тележкой. Кроме этого, при изменении места приложения тормозных сил будут, безусловно, изменяться и динамические нагрузки.

Выше были исследованы случаи, когда торможение осуществляется одновременно передней и задней тормозными тележками.

Математическая модель торможения ПС ШПМД позволяет моделировать случаи торможения, когда в создании усилия участвуют различные тележки. Были исследованы различные случаи торможения, в результате которых установлено, что наиболее неблагоприятным с точки зрения динамики торможения является торможение только передней тележкой. Наиболее благоприятным является вариант, когда в создании тормозного усилия участвуют все тележки. Вариант торможения тремя тележками является нежелательным, поскольку возникают сильные колебания и увеличиваются усилия в сцепках.

На рис. 2.14 – 2.17 приведены результаты исследований для случаев торможения одной передней тележкой и семью тележками.

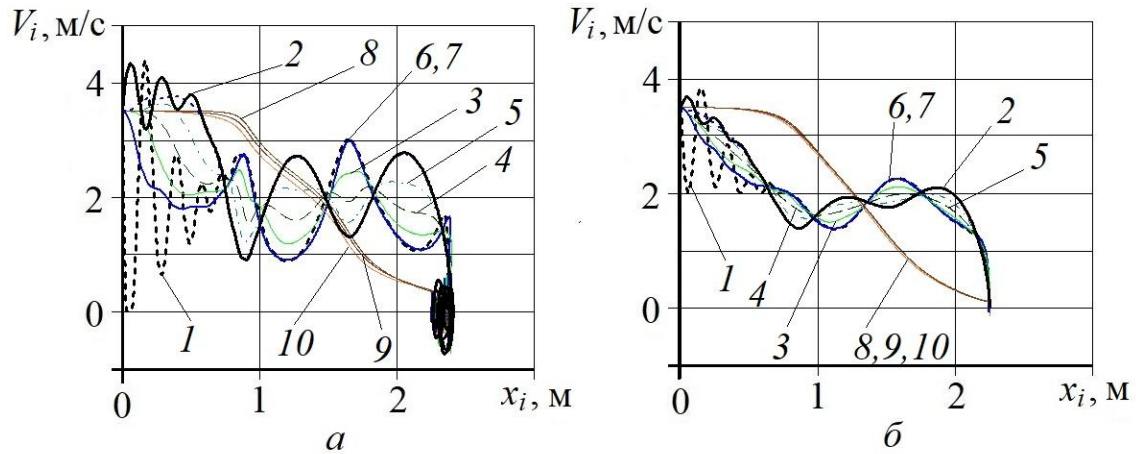


Рисунок 2.14 – Фазовые диаграммы изменения скорости единиц ПС при торможении одной (а) и семью (б) тележками:

1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки; 6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

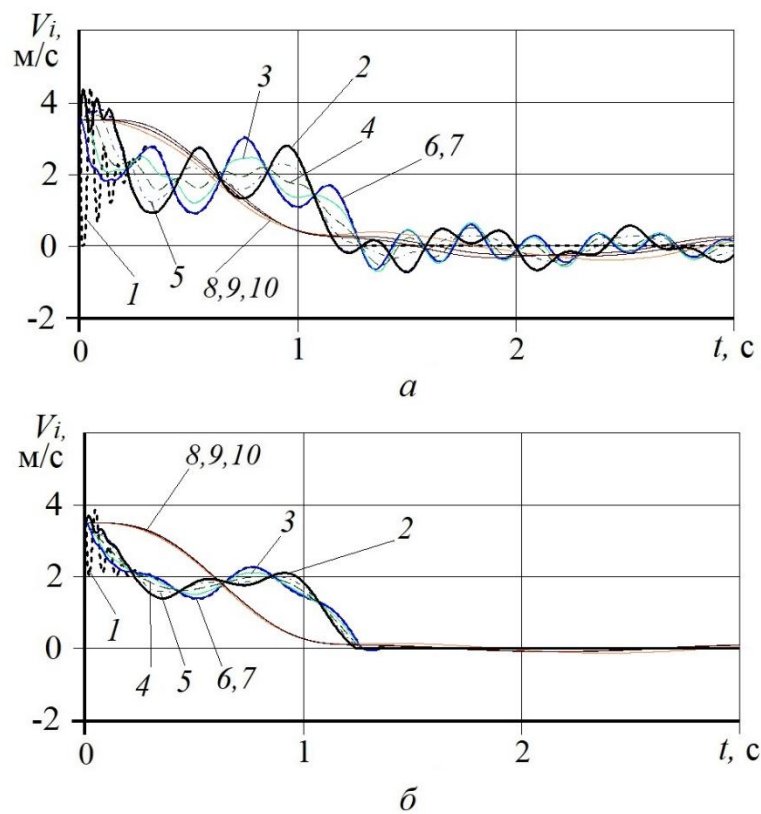


Рисунок 2.15 – Зависимости изменения скорости движения от времени торможения единиц ПС при торможении одной (а) и семью (б) тележками:

1, 2 – передняя и задняя тормозные тележки; 3, 4, 5 – ходовые тележки; 6, 7 – передняя и задняя тяговые тележки; 8, 9, 10 – подвесные единицы

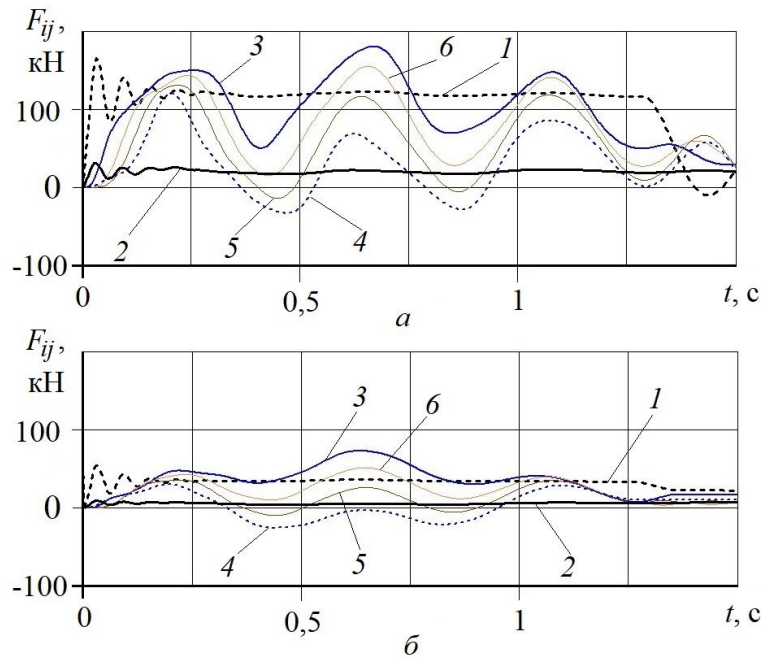


Рисунок 2.16 – Графики изменения усилий в сцепках от времени торможения ПС при торможении одной (*a*) и семью (*б*) тележками:

1, 2 – сцепки между тормозной и тяговой тележками соответственно передними и задними; 3, 4 – сцепки между тяговой и ходовой тележками соответственно передними и задними; 5, 6 – сцепки между ходовыми тележками

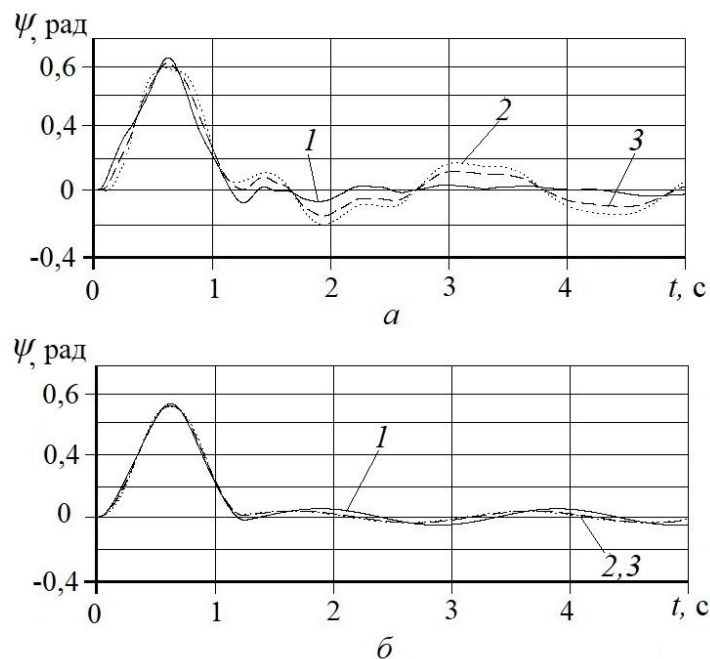


Рисунок 2.17 – Графики изменения углов отклонения подвесных единиц от времени торможения ПС при торможении одной (*a*) и семью (*б*) тележками:

1, 2, 3 – подвесные единицы

Из рис. 2.14 – 2.17 видно, что амплитуда колебаний скорости уменьшилась в 2,2 раза (с 4,2 м/с до 1,9 м/с), максимальное усилие в сцепках уменьшилось в 3,3 раза (со 180 кН до 55 кН). Амплитуда колебаний подвесных грузов после остановки ПС уменьшилась в 5 раз (с 0,2 рад до 0,04 рад).

Таким образом, торможение всеми тележками является наиболее благоприятным с точки зрения динамических нагрузок на ШПМД и крепь, поскольку процесс торможения происходит более плавно из-за уменьшения колебательных процессов (см. рис. 2.14, 2.15, 2.17). Кроме того, снижение необходимого тормозного усилия на одной тележке приводит к уменьшению динамических усилий в сцепках (рис. 2.16).

Исходя из проведенных исследований, для снижения динамических усилий в сцепках целесообразно выполнять распределенную тормозную систему вдоль всего подвижного состава и тормозные устройства располагать на каждой ходовой тележке. Кроме того, указанное конструктивное исполнение позволит исключить самопроизвольное скатывание подвижных единиц на наклонных участках монорельсового пути, что позволит повысить безопасность эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог. Особенно это важно для трасс с углами наклона свыше 12° . С точки зрения соотношения эффективности торможения и стоимости ШПМД часто используется вариант с двумя тормозными тележками – передней и задней.

2.4 Формирование динамических нагрузок на крепь горных выработок во время торможения

2.4.1 Разработка математической модели для определения динамических нагрузок на крепь горных выработок во время торможения

Во время торможения подвижного состава ШПМД возникают динамические нагрузки, действующие на монорельсовый путь (далее по тексту МП) и элементы подвесов.

Для определения динамических усилий в подвесах МП, действующих на крепь горной выработки построена расчетная схема со следующими допущениями [153]: торможение происходит мгновенно, т.е. после торможения состав и монорельс с подвесами образуют единую механическую систему (далее по тексту ЕМС), которая получает весь импульс со стороны подвижного состава; динамика процесса рассматривается в пределах одного пролета; инерционное влияние соседних пролетов, а также подвижного состава (или его части) учитываются с помощью коэффициентов приведения массы; подвесы монорельса представим в виде упругих связей с коэффициентами поперечной жесткости c_{y1} и c_{y2} , и суммарным коэффициентом продольной жесткости $c_x = c_{x1} + c_{x2}$ (рис. 2.18). Коэффициенты жесткости для разных типов подвесов были определены в работе [71].

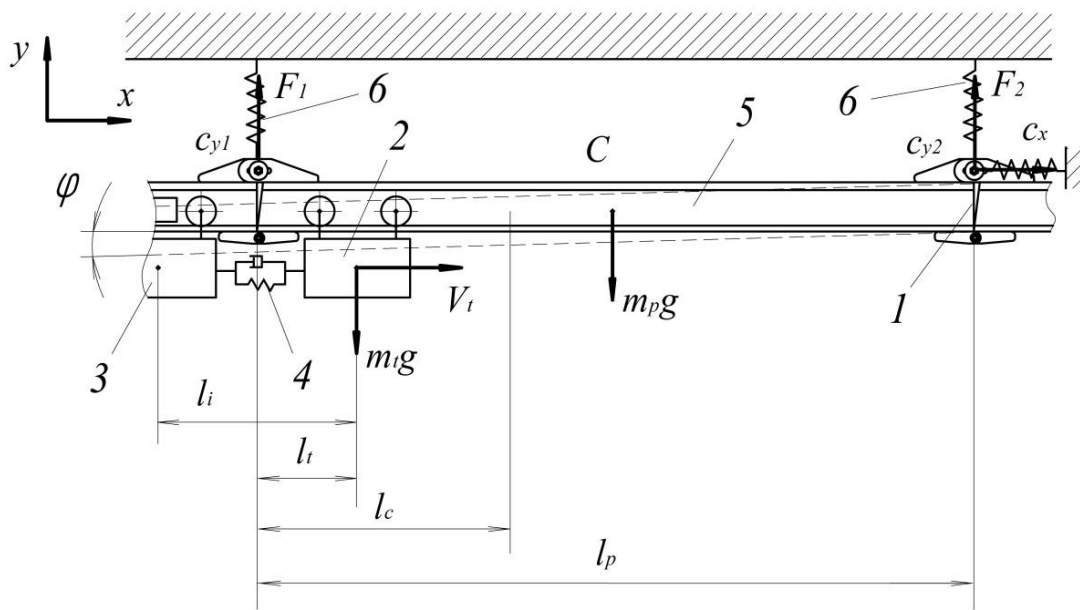


Рисунок 2.18 – Расчетная схема сил, действующих при торможении ПС на МП:

- 1 – стык секций; 2 – тормозная тележка; 3 – тяговая тележка; 4 – сцепка;
5 – секция монорельсового пути; 6 – подвесы

Монорельс закреплен к арочной крепи с помощью подвесов с жесткостью c_{y1} и c_{y2} , также в местах стыка секций монорельсового пути оказывает

свое влияние жесткость c_{yx} . В местах крепления монорельса к подвесам, возникают реакции F_1 и F_2 .

При перемещении подвижного состава по монорельсу возникают нагрузки, влияющие на положение монорельса. В связи с тем, что на одной секции монорельсового пути может находиться вместе с тормозной тележкой только тяговая тележка или кабина машиниста, рассмотрим влияние нагрузок на монорельс во время торможения с учетом веса только тормозной тележки или тормозной тележки и тяговой в различных точках их расположения. Положение центра масс C представленной на рис. 2.18 механической системы, при отсчете от начала секции, определяется зависимостью

$$l_c = \frac{m_p \frac{l}{2} + \frac{1}{2} m_p l + m_m l_m + m_k (l_m + l_k) + \sum_{i=1}^n k_i m_i (l_m - l_i)}{M};$$

$$M = 2m_p + m_m + m_k + \sum_{i=1}^n k_i m_i,$$

где M - масса системы;

m_p, l_p – масса и длина секции монорельса;

m_m, l_m – масса тормозной тележки и расстояние до нее;

m_k – масса кабины машиниста;

l_k – расстояние между тормозной тележкой и кабиной машиниста;

m_i - масса i -го вагона;

l_i - расстояние от i -го вагона до тормозной тележки;

k_i - коэффициент приведения массы.

Коэффициент приведения массы определяется системой:

$$k_i = \begin{cases} 1; & l_m - l_i \geq 0; \\ 1 - \frac{l_i - l_m}{l}; & -l < l_m - l_i < 0; \\ 0; & l_m - l_i \leq -l, \end{cases}$$

Кинетическая энергия рассматриваемой ЕМС:

$$T = \frac{M\dot{x}_c^2}{2} + \frac{M\dot{y}_c^2}{2} + \frac{J_c\dot{\phi}^2}{2},$$

где \dot{x}_c, \dot{y}_c – проекции вектора скорости центра масс C (см. рис. 2.18) на координатные оси.

Потенциальная энергия упругих сил и силы тяжести имеет вид:

$$\Pi = \frac{c_x x_c}{2} + \frac{c_{y1}(y_c + \phi l_c)^2}{2} + \frac{c_{y2}(y_c - \phi(l - l_c))^2}{2} - Mgy_c.$$

Момент инерции системы J_c относительно центра масс определяется по формуле:

$$J_c = \frac{m_p l^2}{12} + m_p \left(\frac{1}{2} l_c^2 + \left(\frac{1}{2} l - l_c \right)^2 + \frac{1}{2} (l - l_c)^2 \right) + m_m (l_c - l_m)^2 + m_k (l_c - l_m - l_k)^2 + \sum_{i=1}^n k_i m_i (l_c - l_m + l_i)^2$$

На основе уравнения Лагранжа 2-го рода, получим систему уравнений движения ЕМС

$$\begin{cases} M\ddot{x}_c + c_x x_c = 0; \\ M\ddot{y}_c + c_{y1}(y_c + \phi l_c) + c_{y2}(y_c - \phi(l - l_c)) = Mg; \\ M\ddot{\phi} + c_{y1}(y_c + \phi l_c)l_c - c_{y2}(y_c - \phi(l - l_c))(l - l_c) = 0. \end{cases} \quad (2.2)$$

Будем рассматривать ЕМС относительно положения статического равновесия, поэтому постоянную нагрузку, которая численно равна произведению Mg , при решении системы уравнений (1) не будем принимать во внимание.

Решение 1-го уравнения системы (2.2) имеет вид

$$x_c(t) = C \sin(\omega_1 t + \mu_1), \quad (2.3)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_x}{M}}; \quad v_0 = \frac{M_{\text{cosm}}}{M} v; \quad M_{\text{cosm}} = m_m + m_k + \sum_{i=1}^n m_i,$$

где $C = v_0 / \omega_1$, $\mu_1 = 0$ – амплитуда и фаза продольных колебаний;

ω_1 – частота продольных колебаний ЕМС;

v_0 – начальная скорость, которая определяется исходя из допущения, что рассматриваемая механическая система получит полный импульс подвижного состава;

$M_{\text{сост}}$ – масса подвижного состава;

v – скорость ПС в момент торможения.

Из 2-го и 3-го уравнений системы (2.2), получим выражение для угла поворота и уравнение поперечных перемещений центра масс

$$\varphi = -\frac{M\ddot{y} + (c_{y1} + c_{y2})y}{c_{y1}l_c - c_{y2}(l - l_c)}; \quad (2.4)$$

$$\frac{d^4 y_c}{dt^4} + \alpha \frac{d^2 y_c}{dt^2} + \beta y_c = 0, \quad (2.5)$$

где

$$\alpha = \frac{1}{MJ_c} \left(J_c (c_{y1} + c_{y2}) + Mc_{y1}l_c^2 + Mc_{y2}(l - l_c)^2 \right); \quad \beta = \frac{c_{y1}c_{y2}l^2}{MJ_c}.$$

Уравнение (4) является бигармоническим уравнением и его периодическое решение имеет вид:

$$y_c(t) = A_2 \sin \omega_2 t + B_2 \cos \omega_2 t + A_3 \sin \omega_3 t + B_3 \cos \omega_3 t, \quad (2.6)$$

где $A_{2,3}$; $B_{2,3}$ – произвольные постоянные, определяемые из начальных условий;

ω_2 – 2-я собственная частоты колебаний (угловые колебания ЕМС);

ω_3 – 3-я собственная частота колебаний (продольные колебания ЕМС):

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\alpha - \sqrt{\alpha^2 - 4\beta} \right)}; \quad \omega_3 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\alpha + \sqrt{\alpha^2 - 4\beta} \right)}.$$

Подставив зависимость (2.6) в формулу (2.4), получим выражение для угла поворота φ (см. рис. 2.17)

$$\begin{aligned} \varphi(t) = & \frac{M}{c_{y1}l_c - c_{y2}(l-l_c)} \left(A_2 \left(\omega_2^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} \right) \sin \omega_2 t + \right. \\ & + B_2 \left(\omega_2^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} \right) \cos \omega_2 t + A_3 \left(\omega_3^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} \right) \sin \omega_3 t + \\ & \left. + B_3 \left(\omega_3^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} \right) \cos \omega_3 t \right). \end{aligned} \quad (2.7)$$

Наиболее распространенной при эксплуатации ШПМД будет ситуация, когда ЕМС имеет начальные отклонения от положения статического равновесия и начальную скорость:

$$y(0) = y_0; \quad \varphi(0) = \varphi_0; \quad \dot{y}(0) = -v_0 \varphi_0; \quad \dot{\varphi}(0) = 0. \quad (2.8)$$

Исходя из условий (2.8), выражения для произвольных постоянных $A_{2,3}$; $B_{2,3}$ получим в виде:

$$\begin{aligned} A_2 = & -\frac{v_0 \varphi_0}{\omega_2 (\omega_2^2 - \omega_3^2)} \left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_3^2 \right); \quad A_3 = \frac{v_0 \varphi_0}{\omega_3 (\omega_2^2 - \omega_3^2)} \left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_2^2 \right); \\ B_2 = & \frac{c_{y1}l_c - c_{y2}(l-l_c)}{M (\omega_2^2 - \omega_3^2)} \varphi_0 + \frac{y_0}{\omega_2^2 - \omega_3^2} \left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_3^2 \right); \\ B_3 = & -\frac{c_{y1}l_c - c_{y2}(l-l_c)}{M (\omega_2^2 - \omega_3^2)} \varphi_0 - \frac{y_0}{\omega_2^2 - \omega_3^2} \left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_2^2 \right). \end{aligned} \quad (2.9)$$

Горизонтальные и вертикальные реакции упругих опор определяются зависимостями

$$\begin{aligned} R_{x1} = & -c_{x1}x_c; \quad R_{y1} = -c_{y1}(y_c + \varphi l_c + y_{st} + \varphi_{st}l_c); \\ R_{x2} = & -c_{x2}x_c; \quad R_{y2} = -c_{y1}(y_c - \varphi(l-l_c) + y_{st} - \varphi_{st}(l-l_c)), \end{aligned} \quad (2.10);$$

где y_{st} – статический прогиб центра масс;

φ_{st} – статический угол поворота:

$$y_{st} = Mg \frac{c_{y1}l_c^2 + c_{y2}(l-l_c)^2}{c_{y1}c_{y2}l^2}; \quad \varphi_{st} = Mg \frac{c_{y2}(l-l_c) - c_{y1}l_c}{c_{y1}c_{y2}l^2}.$$

Расчетные зависимости (2.6) и (2.7) с учетом выражений (2.9) позволяют исследовать динамику процесса торможения подвижного состава ШПМД с разными начальными условиями и положениями в пределах секции МП, а зависимости (2.10) следует использовать для определения динамических нагрузок, действующих на крепь, так как усилия, возникающие в подвесах МП, воздействуют на саму крепь в точках крепления.

Величина воздействия зависит от конструкции подвеса, которая определяет величину коэффициента жесткости подвеса [71]. Приведенная математическая модель позволяет учитывать воздействие подвижного состава на МП и дает возможность исследовать влияние динамических усилий при торможении подвижного состава ШПМД на крепь горной выработки с учетом местоположения подвижных единиц после остановки, а также их массы и начальной скорости торможения. Это, в свою очередь, позволяет определять необходимую жесткость подвеса МП с целью снижения динамических воздействий на крепь при торможении.

2.4.2 Влияние положения тележек на динамические нагрузки на крепь во время торможения

На рис. 2.19 представлена схема расположения тележек подвижного состава на секции монорельсового пути.

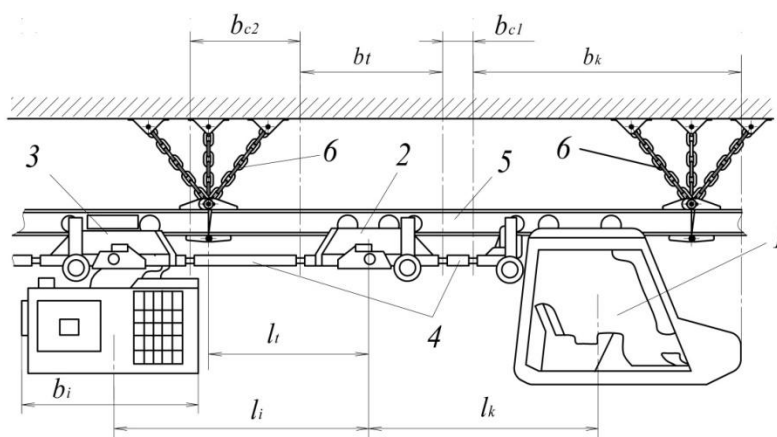


Рисунок 2.19 – Положение тележек ШПМД после остановки подвижного состава:

1 – кабина машиниста; 2 – тормозная тележка; 3 – тяговая тележка; 4 – сцепное устройство; 5 – секция монорельсового пути; 6 – подвесы

При расчетах используем следующие параметры: масса и длина секции МП $m_p = 72$ кг; $l_p = 3$ м; масса и длина кабины машиниста $m_k = 490$ кг, $l_k = 2,22$ м; масса и длина тяговой тележки $m_i = 700$ кг, $l_i = 1,09$ м; масса и длина тормозной тележки $m_m = 200$ кг, $l_m = 1,05$ м; длина сцепки между тормозной тележкой и кабиной машиниста $b_{c1} = 0,3$ м; длина сцепки между тормозной и тяговой тележкой $b_{c2} = 1$ м.

Скорость подвижного состава до торможения принимаем $v_0 = 3,5$ м/с.

Конструкция подвесов соответствует схеме, представленной на рис. 2.20.

Вертикальная составляющая жесткости первого и второго подвесов примем $c_{y1} = c_{y2} = 2000$ кН/м, а горизонтальная – $c_{x1} = c_{x2} = 2000$ кН/м согласно [68].

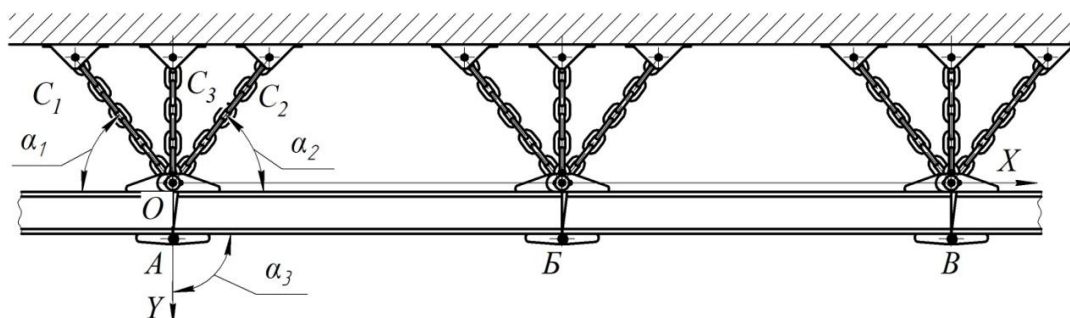


Рисунок 2.20 – Схема подвесов пути шахтной монорельсовой дороги

Значения возникающих при торможении подвижного состава ШПМД нагрузок, воздействующих на элементы МП, изменяются в зависимости от места расположения подвижных единиц на секции МП в момент торможения.

Как уже было отмечено выше, с учетом параметров ШПМД возможны два случая расположения тележек ШПМД при торможении. В первом случае, на одной секции могут находиться тормозная тележка и кабина машиниста, во втором – тормозная и тяговая тележки.

Рассмотрим два случая (см. рис. 2.19):

- 1) после остановки тормозная тележка занимает положение $l_t = 1$ м;
- 2) после остановки тормозная тележка занимает положение $l_t = 2$ м.

Жесткости ЕМС составят:

- горизонтальная – $c_x = c_{1x} + c_{2x} = 2 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6$ Н/м;
- вертикальные – $c_{y1} = c_{y2} = 2 \cdot 10^6$ Н/м.

На рис. 2.21 приведены результаты расчетов для первого случая, на рис. 2.22 – для второго.

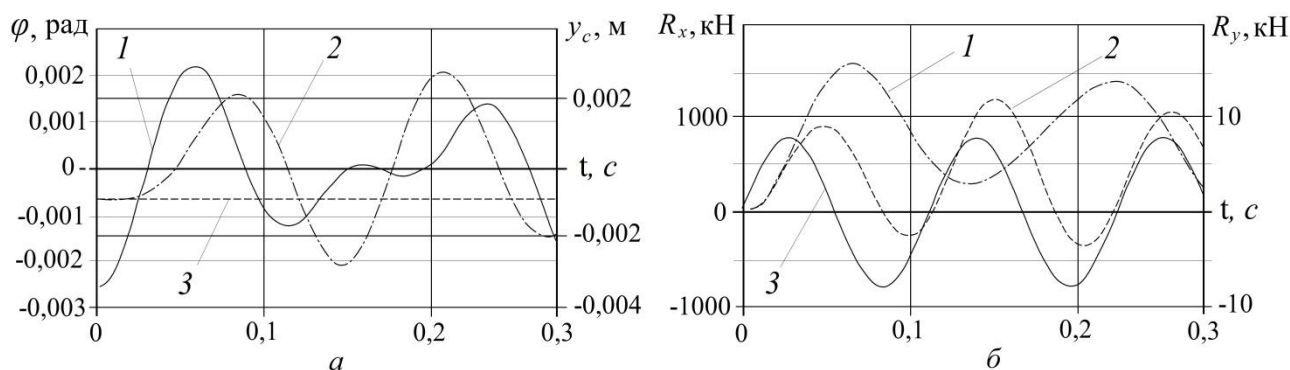


Рисунок 2.21 – Графики изменения параметров ЕМС в зависимости от времени торможения t для первого случая расположения тележек: a – изменение координат ЕМС; b – изменение реакций в подвесах МП

На рис. 2.21, a и рис. 2.22, a обозначены следующие зависимости от времени t : 1 – вертикального перемещения центра масс ЕМС y_c ; 2 – угла отклонения системы φ ; 3 – статического положения ЕМС.

На рис. 2.21, б и рис. 2.22, б обозначены следующие зависимости от времени t : 1 – вертикальной реакции в первом подвесе R_{y1} ; 2 – вертикальной реакции во втором подвесе R_{y2} ; 3 – продольной реакции R_x .

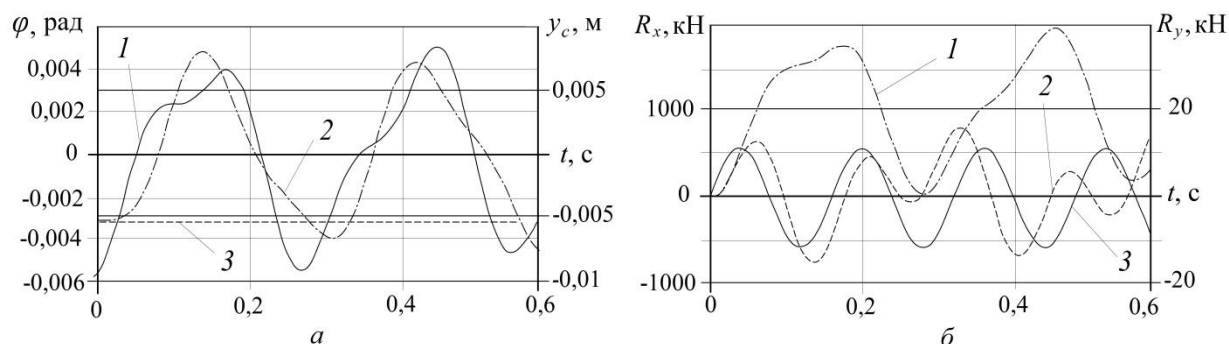


Рисунок 2.22 – Графики изменения параметров ЭМС в зависимости от времени торможения t для второго случая расположения тележек:

a – изменение координат ЭМС; $б$ – изменение реакций в подвесах МП

В положении тормозной тележки на секции МП $l_t = 1$ м максимальное значение вертикального перемещения ЭМС y_c составляет 0,003 м на 0,05 с процесса торможения (см. рис. 2.21, a), в дальнейшем наблюдается затухание вертикальных колебаний.

В случае расположения тормозной тележки на расстоянии $l_t = 2$ м в момент торможения, значение вертикальных перемещений ЭМС увеличивается в 2,7 раз достигая значения 0,008 м, при этом имеет периодический характер на 0,25 с и 0,43 с (рис. 2.22, a). Начало затухания вертикальных колебаний наблюдается на 0,5 с, тогда как в случае $l_t = 1$ м затухание колебаний начинается на 0,1 с процесса торможения.

Максимальное значение угла поворота φ ЭМС при $l_t = 1$ м составляет 0,002 рад (на 0,15 с), тогда как при $l_t = 2$ м значение угла поворота увеличивается и составляет 0,005 рад (на 0,15 с).

Максимальное значение реакции подвесов R_y монорельсового пути в начале и конце секции при $l_t = 1$ м: 1-го – 15 кН, 2-го – 12,5 кН, при $l_t = 2$ м эти значения значительно больше и составляют 40 кН в 1-м подвесе, что в 2,7 раз превышает значение при $l_t = 1$ м и 18 кН во 2-м (в 1,2 раза больше,

чем при $l_t = 1$ м). Максимальное значение продольной реакции R_x составляет 550 кН при $l_t = 1$ м, а при $l_t = 2$ м это значение снижается до 520 кН.

Частота продольных колебаний ЕМС ω_3 при $l_t = 1$ м составляет $56,329 \text{ с}^{-1}$, тогда как при $l_t = 2$ м $\omega_3 = 41,637 \text{ с}^{-1}$, что в 1,4 раза меньше. Частота поперечных колебаний первого подвеса ω_1 при $l_t = 1$ м составляет: $44,3 \text{ с}^{-1}$ при $l_t = 2$ м частота его колебаний снижается в 2 раза и равна $22,921 \text{ с}^{-1}$. Частота поперечных колебаний второго подвеса так же снижается в 1,3 раза и составляет при $l_t = 1$ м и $l_t = 2$ м $\omega_2 = 62,349 \text{ с}^{-1}$ и $49,8 \text{ с}^{-1}$ соответственно.

Дальнейшие исследования влияния параметров ЕМС будем проводить для положения тормозной тележки на расстоянии $l_t = 2$ м, так как именно в этом случае возникают максимальные значения усилий, которые оказывают влияние на крепь горной выработки.

2.4.3 Влияние скорости ШПМД на динамические нагрузки на крепь во время торможения

Рассмотрим влияние скорости ШПМД до начала торможения на нагрузки на крепь. На рис. 2.23 представлены результаты исследований для скорости $V_t = 2$ м/с.

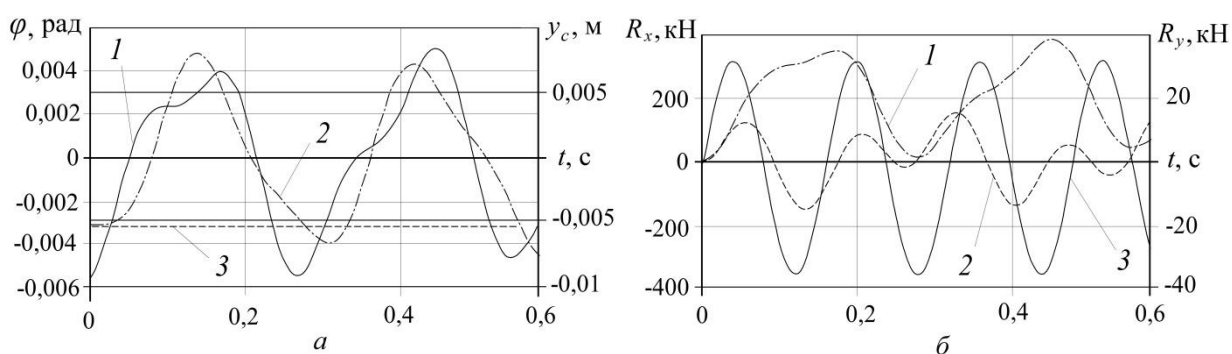


Рисунок 2.23 – Графики изменения параметров ЕМС в зависимости от времени торможения t для второго случая расположения тележек при скорости начала торможения 2 м/с:

a – изменение координат ЕМС; $б$ – изменение реакций в подвесах МП

Позиции на рис. 2.23 соответствуют позициям на рис. 2.22, на котором приведены результаты исследований для скорости $V_t = 3,5$ м/с.

Из рис. 2.22, а и 2.23, а видно, что продольная реакция R_x увеличилась с увеличением скорости с 300 кН до 520 кН.

При дальнейших исследованиях будем принимать скорость подвижного состава $V_t = 3,5$ м/с, так как при большей скорости перед процессом торможения продольная реакция R_x принимает большее значение.

2.4.4 Влияние продольной жесткости ЕМС на динамические нагрузки, воздействующие на крепь во время торможения.

Рассмотрим влияние продольной жесткости на динамические нагрузки, воздействующие на крепь горной выработки при торможении подвижного состава ШПМД. На рис. 2.24 представлены графики изменения угла поворота и вертикального перемещения ЕМС при различных значениях продольной жесткости c_x (1000 кН, 3000 кН, 5000 кН и 10000 кН); значение поперечной жесткости – $c_{y1} = c_{y2} = 10000$ кН.

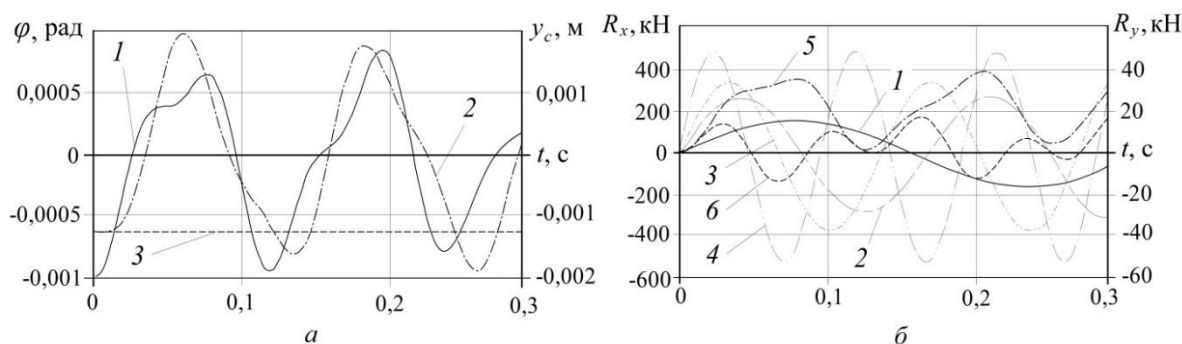


Рисунок 2.24 – Графики изменения параметров ЕМС в зависимости от времени торможения t для разных значений жесткости:

a – изменение координат ЕМС (1 – вертикальное перемещение центра масс ЕМС y_c ; 2 – угол отклонения системы φ ; 3 – статическое положение ЕМС);
 b – зависимости реакций, возникающих в подвесах МП (1, 2, 3, 4 – продольная реакция R_x при c_x соответственно 1000 кН, 3000 кН, 5000 кН и 10000 кН;

5, 6 – вертикальные реакции в первом R_{y1} и втором R_{y2} подвесе)

Приведенные выше графики иллюстрируют постоянство значений вертикального перемещения и угла поворота системы. Таким образом, можно сказать, что изменение продольной жесткости системы не оказывает влияния на углы поворота и вертикальные перемещения системы. На рис. 2.24, б представлены зависимости продольных и поперечных реакций ЕМС при тех же значениях продольной жесткости c_x .

Кроме этого графики на рис. 2.24 демонстрируют влияние значения продольной жесткости на продольную реакцию ЕМС. Так, при увеличении c_x в 10 раз, значение R_x увеличивается в 3 раза, частота колебаний продольной реакции в этом случае увеличивается также в 3 раза. На значения поперечных реакций R_{y1} и R_{y2} увеличение c_x не оказывает влияния.

2.4.5 Влияние поперечной жесткости подвесов на динамические нагрузки на крепь во время торможения

Для определения влияния поперечной жесткости подвесов ЕМС на динамические нагрузки на крепь горной выработки, рассмотрим случаи для $c_{y1} = c_{y2} = 1000$ кН и 10000 кН, при этом значение c_x принимаем равным 3000 кН. На рис. 2.25, а и б представлены зависимости угла поворота ЕМС и ее вертикального перемещения от времени торможения, из которых можно увидеть, что увеличение жесткости в 10 раз приводит к уменьшению значения перемещения в 10 раз, аналогично в 10 раз уменьшается и угол поворота ЕМС.

На рис. 2.25, в и г представлены графики изменения продольных и поперечных реакций при изменении поперечной жесткости со значениями указанными выше. Графики иллюстрируют постоянство значений поперечных и продольных реакций, возникающих при торможении. Значение поперечной жесткости не оказывает влияние на численные значения как продольных, так и поперечных реакций системы, однако частота поперечных

колебаний увеличивается в 6 раз при увеличении поперечной жесткости в 10 раз.

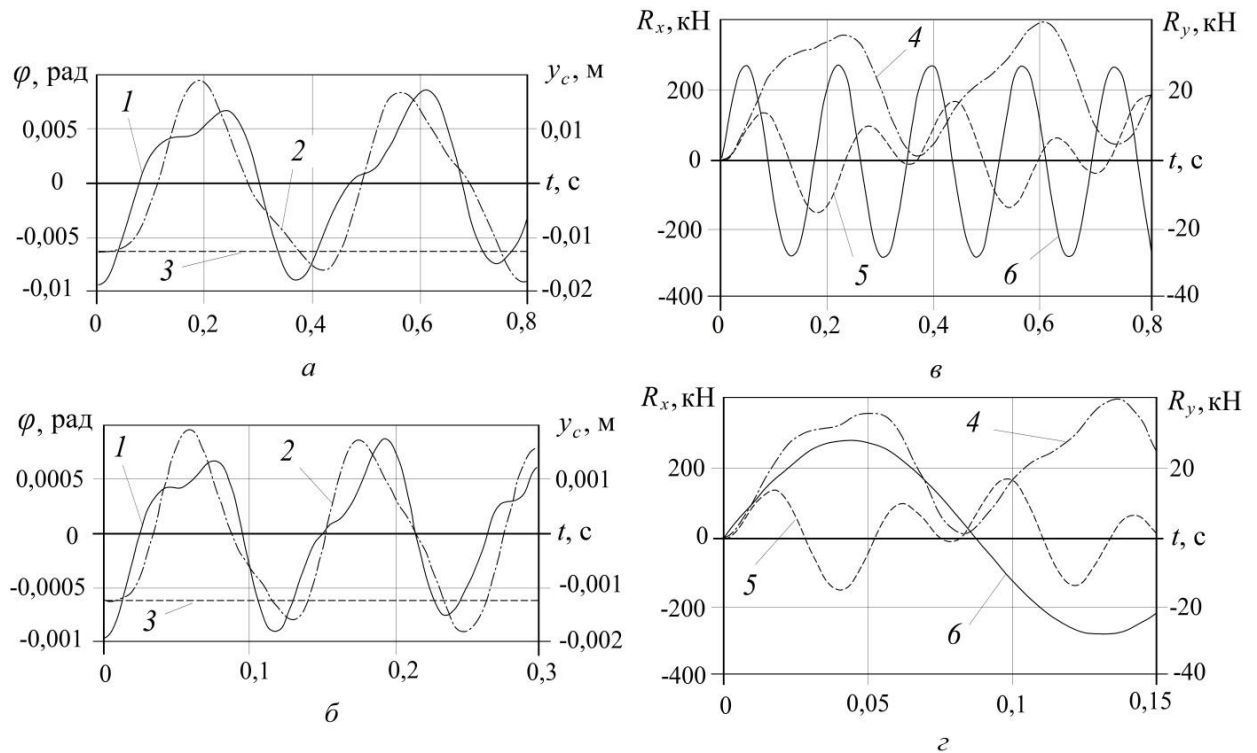


Рисунок 2.25 – Вертикальное перемещение центра масс ЭМС y_c и угол отклонения системы φ при $c_{y1} = c_{y2} = 1000$ кН (а); $c_{y1} = c_{y2} = 10000$ кН (б); зависимости продольной R_x и вертикальных R_y реакций, возникающих в подвесах МП при $c_{y1} = c_{y2} = 1000$ кН (в) и при $c_{y1} = c_{y2} = 10000$ кН (г)

2.4.6 Определение динамических усилий на крепь

Возникающие нагрузки на крепь горной выработки зависят от конструкции подвеса и реакций ЭМС, которые были исследованы выше, выражения для их определения можно записать следующим образом:

$$N_1 = \sqrt{(C_1 x \cos^2 \alpha_1)^2 + (C_1 y \sin^2 \alpha_1)^2};$$

$$N_2 = \sqrt{(C_2 y \sin^2 \alpha_2)^2 + (C_2 x \cos^2 \alpha_2)^2};$$

$$N_3 = C_3 y.$$

На рис. 2.26 показаны зависимости усилий, действующих на крепь горной выработки в точках крепления подвески от времени.

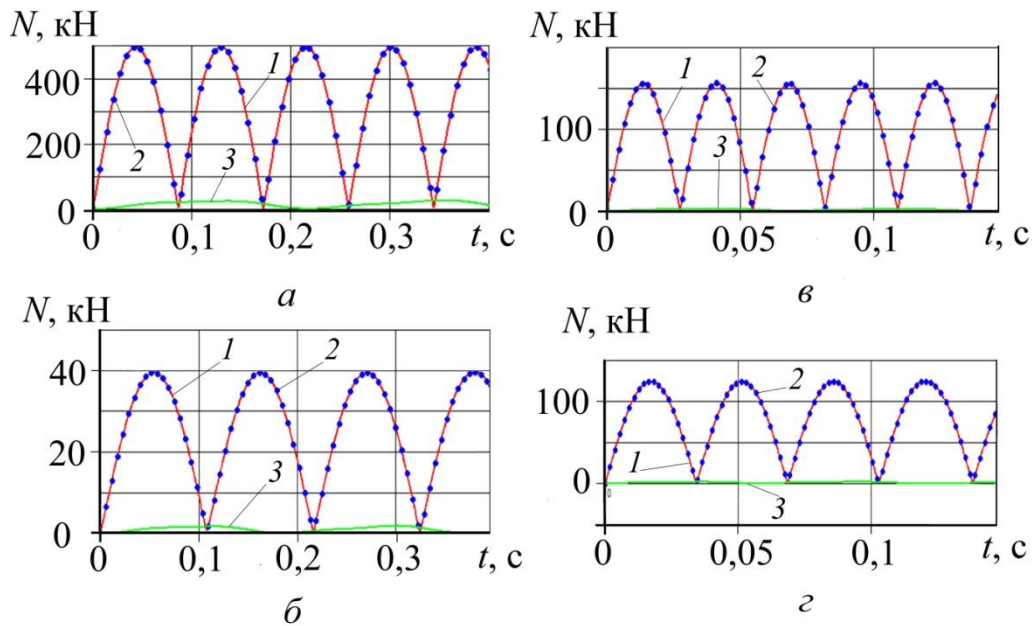


Рисунок 2.26 – Графические зависимости нагрузок на крепь горной выработки в местах крепления подвесов МП от времени торможения:

а – при $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,5$ рад; $C_1 = C_2 = C_3 = 2000$ кН/м;

б – при $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,5$ рад; $C_1 = C_2 = C_3 = 20000$ кН/м;

в – при $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,8$ рад; $C_1 = C_2 = C_3 = 2000$ кН/м;

г – при $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,8$ рад; $C_1 = C_2 = C_3 = 20000$ кН/м;

$$1 - N_1 = f(t); 2 - N_2 = f(t); 3 - N_3 = f(t)$$

При жесткости цепи 2000 кН и углах $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,5$ рад (28°) усилия на крепь составляют $N_1 = N_2 = 500$ кН, а $N_3 = 25$ кН. При увеличении жесткости цепи до 20000 кН при тех же углах крепления цепей в подвеске, значения N_1 и N_2 увеличиваются в 3 раза и составляют 1500 кН, а N_3 уменьшается в 5 раз до 5 кН.

При увеличении угла крепления цепей в 1,6 раз до 0,8 рад (45°) при жесткости цепи 2000 кН получаем: $N_1 = N_2 = 400$ кН (в 1,2 раза меньше), а N_3 составит 8 кН, что в 2 раза меньше, чем при углах $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,5$ рад (28°) с такой же жесткостью цепей.

Увеличение жесткости до 20000 кН с углами $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,8$ приводит к увеличению значений N_1 и N_2 в 3 раза – до 1250 кН, тогда как N_3 уменьшается в 4 раза и составляет 2 кН.

2.5 Выводы по разделу 2

На основании проведенных в этом разделе исследований можно сделать следующие выводы:

1. Выполнен анализ динамических характеристик подвешенного пути шахтных монорельсовых дорог и найдены зависимости, устанавливающие взаимосвязь между параметрами движения подвижного состава и тормозными усилиями:

– наличие зазора в сцепках 10 мм приводит к увеличению динамических нагрузок в сцепках во время торможения на 47% (с 75 кН до 110 кН);

– изменение начальной скорости торможения с 2,5 м/с до 3,5 м/с привело к увеличению тормозного пути в два раза;

– увеличение коэффициента жесткости с 1000 до 3000 кН/м привело к увеличению усилия в первой сцепке на 39% (с 90 кН до 125 кН) и к увеличению усилия в третьей сцепке на 60% (с 75 кН до 120 кН); произошло уменьшение амплитуды колебаний скорости последней тормозной тележки в 2,2 раза (с 2,2 м/с до 1,0 м/с);

– увеличение коэффициента демпфирования с 2 кН·м/с до 10 кН·м/с уменьшает амплитуду колебаний скорости колебательных процессов на 32% (с 5 м/с до 3,8 м/с), а также снижает усилие в сцепках на 20% (с 120 кН до 100 кН);

– распределенное торможение позволяет существенно снизить динамические нагрузки – в 3,3 раза (с 180 кН до 55 кН), уменьшить амплитуду колебаний скорости в 2,2 раза (с 4,2 м/с до 1,9 м/с), уменьшить амплитуду колебаний подвесных грузов после остановки ПС в 5 раз (с 0,2 рад до 0,04 рад).

2. На основании математической модели процесса торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги выявлено, что продольные динамические силы, возникающие в сцепках во время остановки подвижного состава массой 38,4 т, могут достигать 180 кН и превышать значения прикладываемых тормозных усилий в 1,5...1,9 раза. При этом наибольший угол отклонения подвесок грузовой единицы от вертикали может составлять более 0,5 рад.

3. Для снижения динамических усилий в сцепках целесообразно выполнять распределенную тормозную систему вдоль всего подвижного состава и тормозные устройства располагать на каждой ходовой тележке. Кроме того, указанное конструктивное исполнение позволит исключить самопроизвольное скатывание подвижных единиц на наклонных участках монорельсового пути, что позволит повысить безопасность эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог. Усилия при продольных колебаниях ШПМД на порядок превышают усилия при поперечных колебаниях. Из чего вытекает необходимость использования нескольких тормозных тележек в ПС для перераспределения продольных усилий.

4. Исследовано влияние динамических усилий при торможении подвижного состава ШПМД на крепь горной выработки с учетом массы и местоположения подвижных единиц после остановки. С помощью математической модели определен динамический коэффициент реакции подвеса при поперечных колебаниях ШПМД $K_y = 2$, что соответствует результатам известных динамических задач для случая внезапного приложения нагрузки. При увеличении жесткости цепи в 10 раз увеличивается нагрузка на крепь горной выработки в 3 раза. Также на значение нагрузки на крепь влияет изменение угла крепления цепей подвески. Таким образом, можно снизить нагрузку на крепь в 1,2 раза при увеличении угла крепления цепей в 1,6 раз.

5. Определены зависимости эквивалентных коэффициентов жесткости подвески монорельсового пути от способа его крепления в горной выработке. Это позволило найти значения частот собственных колебаний монорель-

сового пути, которые составляют от 22 с^{-1} до 100 с^{-1} . Анализ результатов показал, что наименьшие значения собственных частот колебаний монорельсового пути могут быть получены для подвески с тремя цепями, каждая из которых имеет коэффициент жесткости 2000 кН/м .

6. Изменение продольной жесткости системы оказывает влияние на продольную реакцию ЕМС. Так при увеличении c_x в 10 раз, значение R_x увеличивается в 3 раза, частота колебаний продольной реакции в этом случае увеличивается также в 3 раза.

7. Увеличение поперечной жесткости в 10 раз влечет уменьшение значений перемещения в 10 раз, аналогично в 10 раз уменьшается угол поворота ЕМС, частота поперечных колебаний увеличивается в 6 раз при увеличении поперечной жесткости в 10 раз.

РАЗДЕЛ 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ
ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

3.1 Цель и задачи экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования необходимы для проверки основных положений и теоретических результатов диссертационной работы, а также получению данных для теоретических исследований по выбору параметров тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог [77, 78].

Целью экспериментальных исследований является получение фактических значений тормозного усилия и коэффициента трения, развиваемых тормозным устройством при взаимодействии поверхностей тормозной колодки и стенки монорельса во время торможения с учетом состояния поверхности стенки монорельса, а также проверка адекватности математической модели процесса торможения ПС ШПМД.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- выбрать факторы, влияющие на коэффициент трения;
- спроектировать и изготовить установку для определения тормозного усилия и коэффициента трения в лабораторных условиях;
- выбрать измерительную аппаратуру;
- спланировать и провести экспериментальное исследование определения влияния эксплуатационных факторов на коэффициент трения;
- спланировать и провести эксперимент по исследованию переходных процессов, протекающих в тормозном механизме при торможении;
- обработать результаты экспериментального исследования;
- проверить адекватность математической модели ШПМД.

3.2 Выбор факторов для проведения экспериментальных исследований коэффициента трения тормозных устройств

Торможение состава современных ШПМД осуществляется с помощью тормозных устройств клещевого типа, которыми оборудуются, как правило, тормозные и тяговые тележки. Схема расположения колодок тормозных устройств относительно монорельса показана на рис. 3.1.

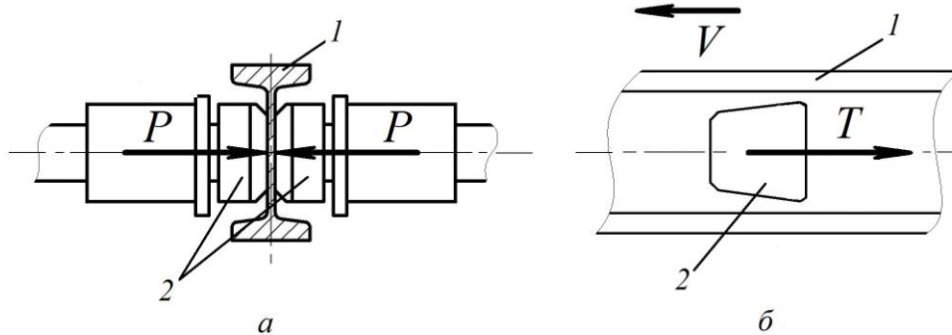


Рисунок 3.1 – Схема расположения тормозных колодок:

a – главный вид; *б* – вид сбоку;

1 – монорельс; *2* – тормозные колодки

Тормозные колодки прижимаются к стенке монорельса посредством рычажной системы, в результате чего возникает сила трения в системе колодка – монорельс, направленная в противоположную сторону движения состава. При этом эффективность торможения зависит от тормозной силы T , возникающей между монорельсом и парой колодок при приложении к ним прижимной силы P . Поэтому тормозное усилие определяется как

$$T = 2\mu P,$$

где μ – коэффициент трения колодок с опорными поверхностями монорельса;

P – усилие прижатия одной колодки к монорельсу.

Как известно, коэффициент трения зависит от состояния поверхности монорельса, взаимодействующей с рабочей поверхностью тормозных колодок, и степени ее загрязнения. В подземных условиях, когда движение ШПМД происходит в запыленной и обводненной среде, поверхность монорельса может быть сухой, влажной, а также с присутствием на его поверхности угольной пыли и смазочных материалов, используемых для эксплуатации и обслуживания узлов подвижного состава.

Поэтому в качестве факторов, влияющих на коэффициент трения, были выбраны:

- прижимная сила, P ;
- влажность поверхности трения, W ;
- загрязненность поверхности трения, Q .

Перечисленные факторы соответствуют требованиям к факторам, которые используются при планировании эксперимента (управляемые, однозначные, непосредственно действующие на объект, некорреляционные и позволяют устанавливать различные комбинации), их можно использовать, как факторы в эксперименте. [12, 21]

3.3 Экспериментальная установка и аппаратура для определения коэффициента трения тормозных колодок с монорельсом

Для проведения экспериментального исследования в лабораторных условиях была спроектирована и изготовлена модель тормозного устройства шахтной подвесной монорельсовой дороги (рис. 3.2).

Спроектированное тормозное устройство было установлено в универсальную испытательную машину типа ГМС-50 (рис. 3.3)

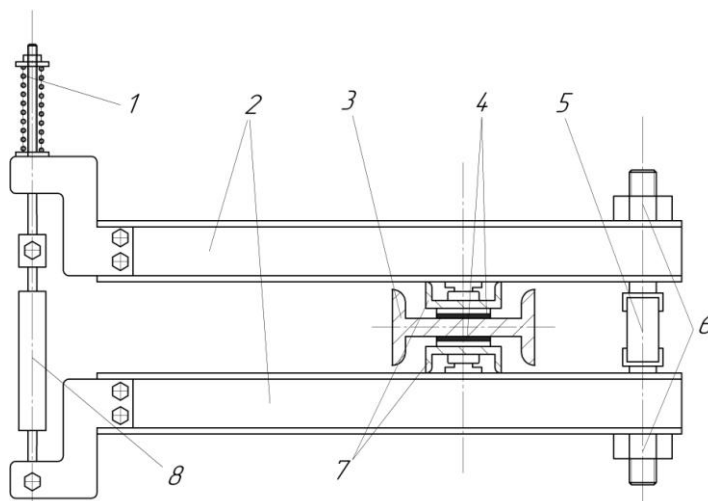


Рисунок 3.2 – Схема модели тормозного механизма:

- 1 – нагрузочное устройство; 2 – рычаги; 3 – монорельс; 4 – тормозные колодки; 5 – тензометрический датчик; 6 – стяжное устройство;
7 – кронштейны для крепления тормозных колодок;
8 – стрелочный прибор ДПУ-0,5

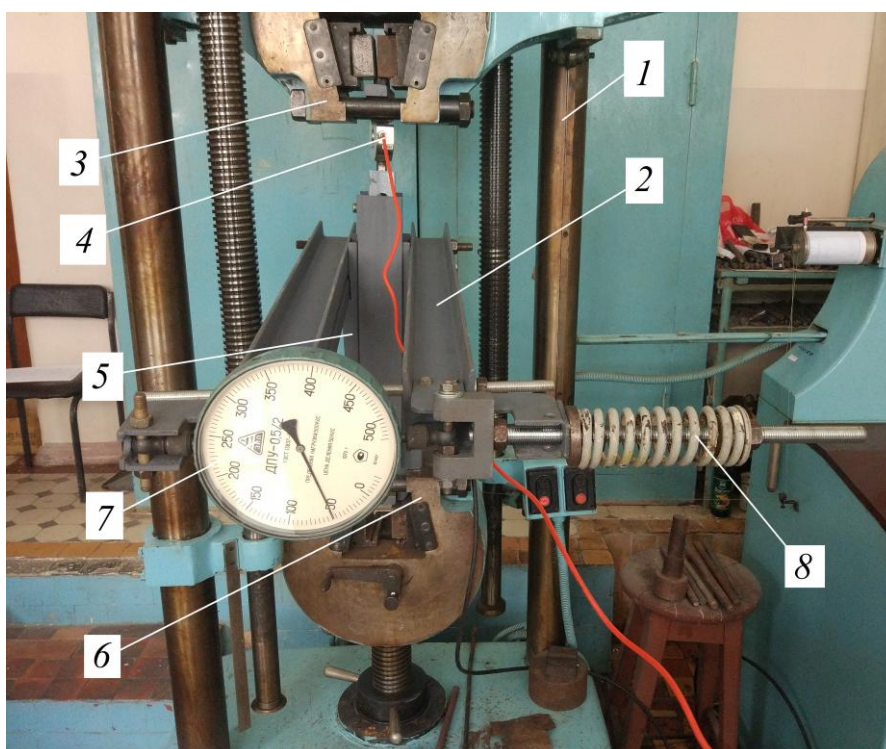


Рисунок 3.3 – Экспериментальная установка для исследования коэффициента трения при торможении ШПМД:

- 1 – испытательная машина ГМС-50; 2 – модель тормозного механизма;
3 – верхние губки; 4 – тензометрический датчик; 5 – кронштейн; 6 – нижние губки; 7 – стрелочный прибор; 8 – нагрузочное устройство

В верхних губках 3 (см. рис. 3.3) испытательной машины 1 посредством тензометрического датчика Keli PST-A5tB 4 закреплена двутавровая балка 160, выполняющая роль монорельса (поз. 3 на рис. 3.2) тормозного механизма 2. Указанный тензометрический датчик дает возможность фиксировать тормозное усилие возникающее, во время торможения. В нижних губках 6 – кронштейны 5, в которых закреплены тормозные колодки (поз. 4 на рис. 3.2), прижимающиеся к стенке монорельса с помощью рычагов, состоящих из швеллеров соединенных между собой. Для замера усилия, передаваемого тормозным колодкам во время испытаний, между рычагами установлен стрелочный прибор 7 (см. прил. Д), здесь же располагается нагрузочное устройство 8. На противоположной стороне рычагов установлен тензометрический датчик, фиксирующий изменения прижимного усилия во время перемещения тормозных колодок по стенке монорельса. На его внутреннюю поверхность наклеены четыре тензорезистора типа 2ФКПА 10-100Б и соединены между собой по полумостовой схеме таким образом, чтобы в каждом из двух рабочих плеч оказывалась пара тензорезисторов, воспринимающих деформацию растяжения или сжатия от изгиба кольца. Изменения усилий, воспринимаемые тензометрическими датчиками, преобразовываются в электрические сигналы и передаются на устройство аналого-цифрового преобразования – модуль АЦП-ЦАП 16/16 «SigmaUSB» (рис. 3.4).

Для обеспечения работы тензометрических датчиков подавалось необходимое электрическое напряжение с помощью источника постоянного тока «Агат» 1 и «БСП-5» 2 (рис. 3.4). Результаты преобразования получаемых сигналов выводились на экран ноутбука 3, оснащенного специальным программным обеспечением «ZETLab», предназначенным для обработки сигналов, получаемых с прибора АЦП-ЦАП 16/16 «SigmaUSB» 4.

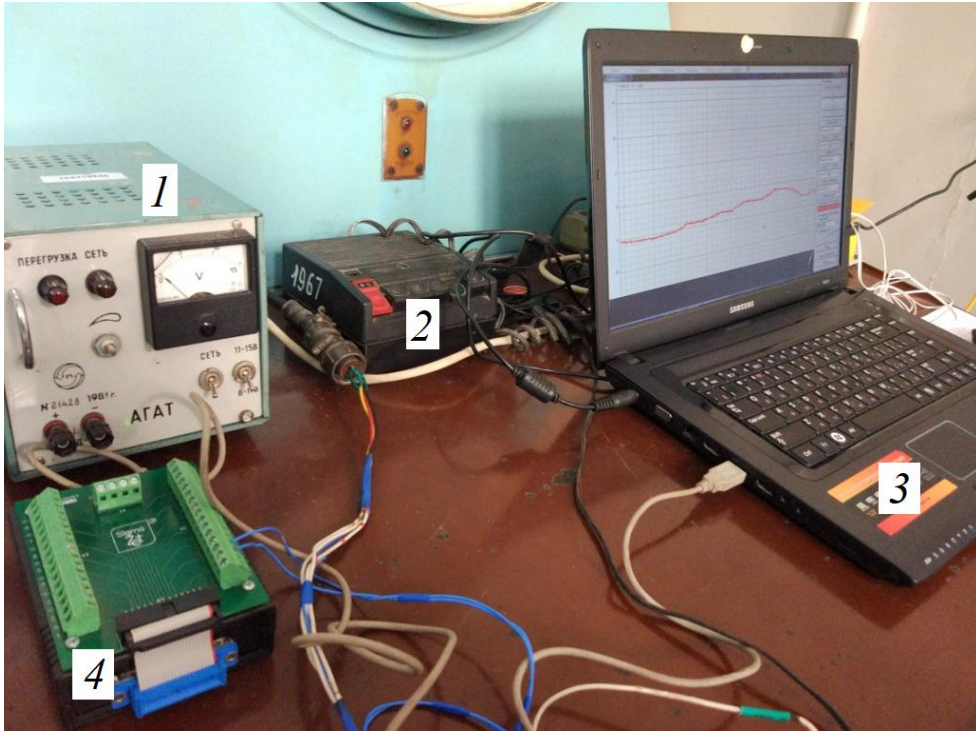


Рисунок 3.4 – Общий вид измерительной аппаратуры:
 1, 2 – источники постоянного тока «Агат» и «БСП-5»; 3 – ноутбук;
 4 – прибор АЦП-ЦАП 16/16 «SigmaUSB»

При экспериментальных исследованиях использовались накладки тормозных колодок из многокомпонентного фрикционного материала с армирующими волокнами FER4567.

Прижимное усилие задается нагрузочным устройством, конструкция которого показана на рис. 3.5.

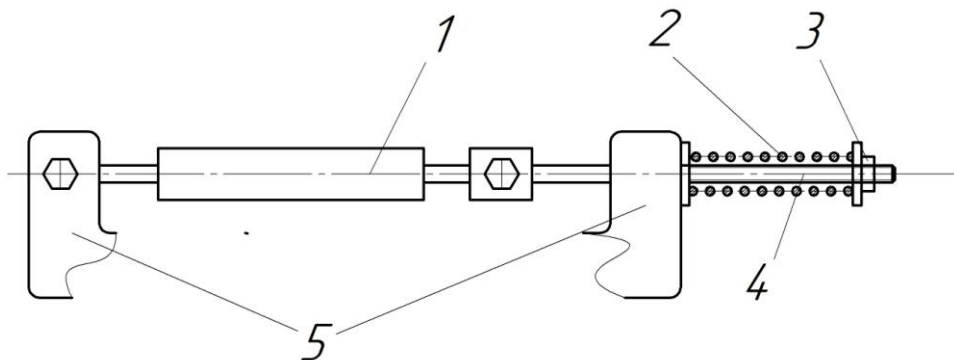


Рисунок 3.5 – Схема нагрузочного устройства:
 1 – стрелочный прибор; 2 – пружина; 3 – гайка; 4 – шток; 5 – рычаги

Стрелочный прибор 1 отображает прижимное усилие, которое задается с помощью гайки 3 на конце пружины 4, позволяющей гасить возникающие колебания, негативно влияющие на точность показаний при проведении опыта.

Увлажнение поверхности производилось водопроводной водой при помощи пульверизатора.

Для моделирования загрязненности поверхности использовалась угольная пыль марки «А» (ГОСТ 25543-2013), наносимая на стенку двутавровой балки с обеих сторон.

Достоверность экспериментальных результатов обеспечивалась применением сертифицированных средств и аппаратуры измерений, апробированных методик измерения и обработки данных. На рис. 3.6 приведена схема измерительной системы экспериментальной установки.

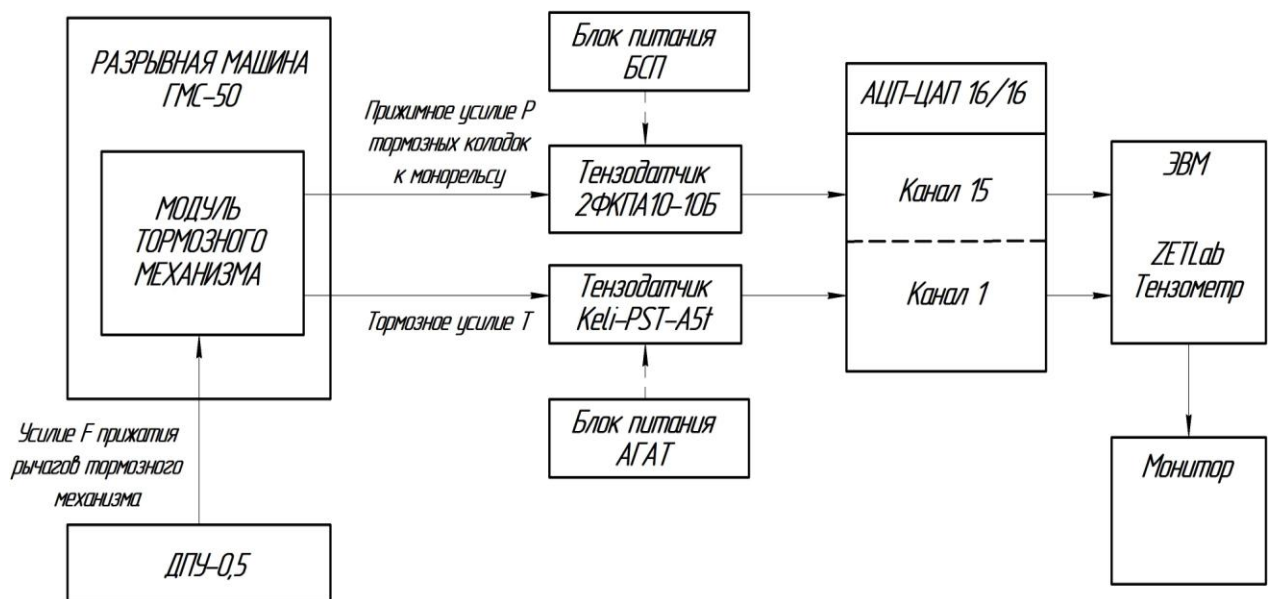


Рисунок 3.6 – Схема измерительной системы экспериментальной установки

На рис. 3.7 приведена модель эксперимента «черный ящик», где указаны входные и выходные факторы экспериментального исследования.



Рисунок 3.7 – Модель эксперимента «черный ящик»:

P – прижимная сила; W – влажность поверхности трения;
 Q – загрязненность поверхности трения; T – тормозная сила;
 Z – неучтенные факторы (ошибка)

3.4 Экспериментальное исследование влияния на коэффициент трения эксплуатационных факторов

В связи с наличием трех факторов для исследования будем использовать многофакторный эксперимент, который позволяет установить действие изучаемых факторов, характер и величину их взаимодействия при совместном применении.

Чтобы на основе данных многофакторного эксперимента можно было вычислить эффекты действия и взаимодействия факторов при планировании его схемы, необходимо выдержать принцип факториальности, суть которого заключается в том, что схема должна предусматривать испытание всех возможных сочетаний намеченных к изучению факторов и их значений. Кроме того, что особенно важно для предлагаемого эксперимента в данной работе, в факториальных опытах может изучаться действие и взаимодействие как количественных, так и качественных факторов и их градаций [61].

Таким образом, в нашем случае имеем трехфакторный эксперимент $2 \times 2 \times 2$, в котором каждый фактор имеет два значения (табл. 3.1).

Факторы для эксперимента $2 \times 2 \times 2$

Название фактора	Характеристика фактора	Значение фактора	
		Уровень «0»	Уровень «1»
Прижимная сила, P , кН	Количественный	10,0	15,0
Влажность поверхности трения, W	Качественный	Сухое покрытие	Мокрое покрытие
Загрязненность поверхности трения, Q	Качественный	Чистое покрытие	Загрязненное покрытие (с пылью)

На рис. 3.8 показан алгоритм проведения экспериментального исследования.

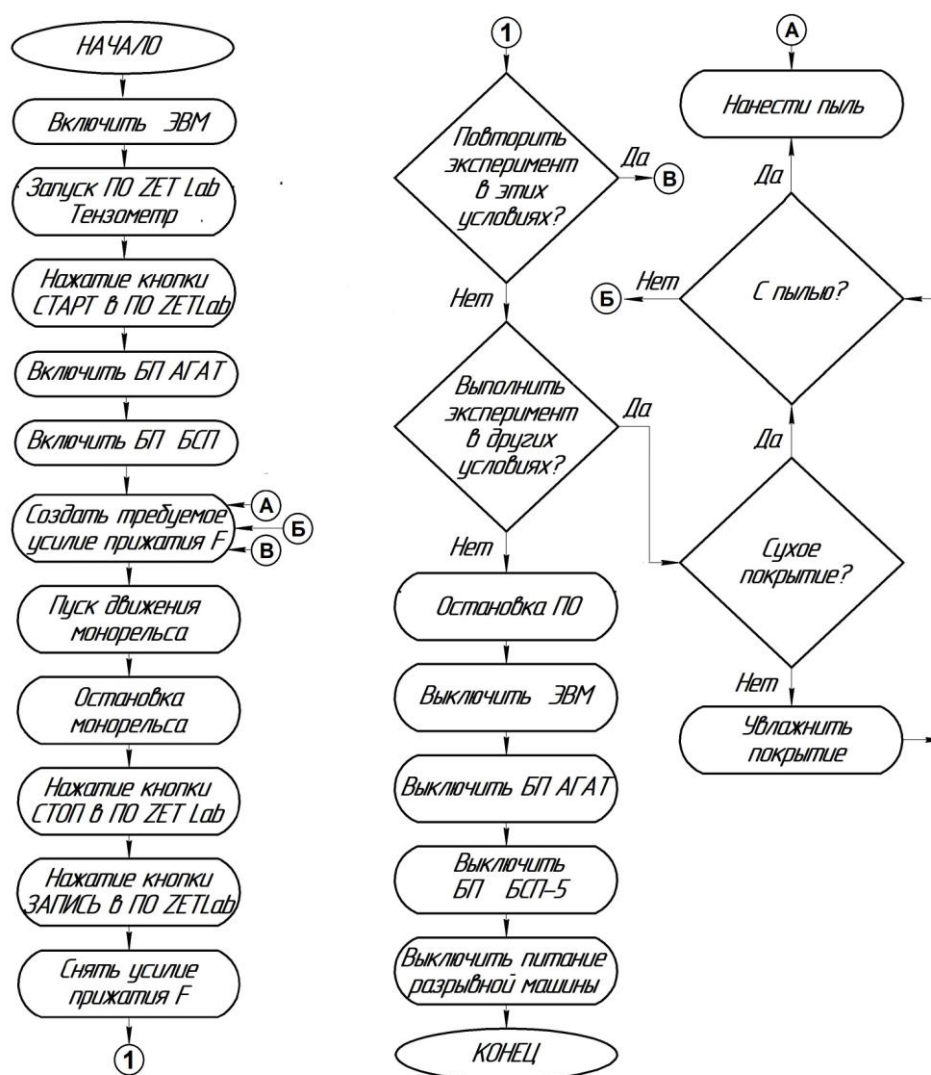


Рисунок 3.8 – Алгоритм проведения экспериментального исследования

Пример осциллограммы движения тормозных колодок по монорельсу приведен на рис. 3.9.

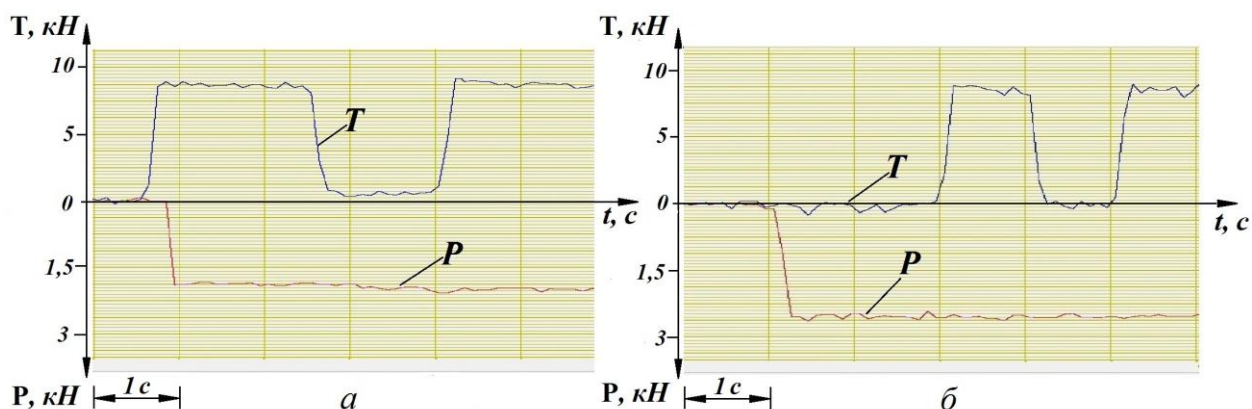


Рисунок 3.9 – Осциллограммы изменения усилий P и T во время движения тормозных колодок по монорельсу с поверхностью без пыли:

a – сухая; b – влажная

Из осциллограмм на рис. 3.9 видно, что максимальное тормозное усилие составляет 8,7 кН при усилии прижатия 15,04 кН.

В таблице 3.2 показаны план эксперимента с возможными сочетаниями значениями факторов и результаты эксперимента, при этом каждое сочетание факторов дублировалось три раза.

Таблица 3.2

Определение тормозной силы T в трехфакторном эксперименте $2 \times 2 \times 2$

Факторы			Повторение, T , кН			Суммы, V	Средние
P	W	Q	I	II	III		
0	0	0	5,201	5,254	5,298	15,75	5,251
		1	3,741	3,912	3,794	11,45	3,815
	1	0	4,18	3,987	4,324	12,49	4,163
		1	2,59	2,624	2,714	7,928	2,642
1	0	0	7,952	7,944	7,893	23,79	7,929
		1	5,648	5,69	5,708	17,05	5,682
	1	0	6,254	6,148	6,098	18,5	6,166
		1	3,81	4,254	3,767	11,83	3,943
Суммы, R			39,376	39,81	39,6	118,8	

Дисперсионный анализ трехфакторного опыта с двумя градациями факторов P , W и Q ($l_P = l_W = l_Q = 2$) в трех повторениях ($n = 3$) состоит из следующих этапов.

1. Определение сумм по повторениям и вариантам, вычисление средних по вариантам – в таблице исходных данных (см. табл. 3.2).

2. Определение сумм квадратов отклонений – общая, для повторений, вариантов и остатка (см. табл. 3.3).

Таблица 3.3

Результаты расчета сумм квадратов отклонений

	Название	Формула	Результат
1	Общее число наблюдений	$N = l_P l_W l_Q n$	24
2	Корректирующий фактор	$C = \frac{(\sum T)^2}{N}$	587,9
Сумма квадратов отклонений:			
3	Общая	$C_T = \sum T^2 - C$	57,93
4	Для повторений	$C_R = \frac{\sum R^2}{l_P l_W l_Q} - C$	0,012
5	Для вариантов	$C_V = \frac{\sum V^2}{n} - C$	57,68
6	Для остатка	$C_z = C_T - C_R - C_V$	0,2355

3. Определение сумм квадратов для главных эффектов P , W , Q и взаимодействий PW , PQ , WQ и PWQ . Для этого составляют вспомогательную таблицу 3.4, в которую из таблицы 3.2 вписывают суммы тормозных сил по вариантам и определяют суммы сумм тормозных сил для главных эффектов и взаимодействий, элиминируя действие разных факторов.

Таблица сумм тормозных сил для вычисления главных эффектов и взаимодействия

Суммы тормозных сил по вариантам				Суммы сумм по факторам и взаимодействиям				
<i>P</i>	<i>W</i>	<i>Q</i>		<i>P</i>	<i>W</i>	<i>PW</i>	<i>PQ</i>	<i>WQ</i>
		<i>0</i>	<i>1</i>					
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
<i>0</i>	<i>0</i>	15,75	11,45	<i>P</i> ₀ 47,62	<i>W</i> ₀ 68,04	<i>P</i> ₀ <i>W</i> ₀ 27,20	<i>P</i> ₀ <i>Q</i> ₀ 28,24	<i>W</i> ₀ <i>Q</i> ₀ 39,54
	<i>1</i>	12,49	7,928			<i>P</i> ₀ <i>W</i> ₁ 20,42	<i>P</i> ₀ <i>Q</i> ₁ 19,38	<i>W</i> ₀ <i>Q</i> ₁ 28,49
<i>1</i>	<i>0</i>	23,79	17,05	<i>P</i> ₁ 71,17	<i>W</i> ₁ 50,75	<i>P</i> ₁ <i>W</i> ₀ 40,84	<i>P</i> ₁ <i>Q</i> ₀ 42,29	<i>W</i> ₁ <i>Q</i> ₀ 30,99
	<i>1</i>	18,50	11,83			<i>P</i> ₁ <i>W</i> ₁ 30,33	<i>P</i> ₁ <i>Q</i> ₁ 28,88	<i>W</i> ₁ <i>Q</i> ₁ 19,76
Суммы сумм <i>Q</i>		<i>Q</i> ₀ 70,53	<i>Q</i> ₁ 48,25	-	-	-	-	-
Сумма <i>T</i> (проверка)		118,8		118,8	118,8	118,8	118,8	118,8

Вычисление сумм квадратов отклонений для факторов (главные эффекты) и парных взаимодействий приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Расчет сумм квадратов отклонений для факторов (главные эффекты) и парных взаимодействий

<i>1</i>	Формула	Результат
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
1	$C_P = \frac{\sum P^2}{l_W l_Q n} - C$	23,10
2	$C_W = \frac{\sum W^2}{l_P l_Q n} - C$	12,45

1	2	3
3	$C_Q = \frac{\sum Q^2}{l_P l_W n} - C$	20,69
4	$C_{PW} = \frac{\sum PW^2}{l_Q n} - C_P - C_W - C$	0,5775
5	$C_{PQ} = \frac{\sum PQ^2}{l_W n} - C_P - C_Q - C$	0,8602
6	$C_{WQ} = \frac{\sum WQ^2}{l_P n} - C_W - C_Q - C$	0,0014
7	$C_{PWQ} = C_V - (C_P + C_W + C_Q + C_{PW} + C_{PQ} + C_{WQ})$	0,0046

Суммы квадратов записывают в таблицу дисперсионного анализа (табл. 3.6) и оценивают значимость действия и взаимодействия факторов по F -критерию. В нашем случае при одной степени свободы для всех факторов и взаимодействия $F_{теор} = 4,6$ [60].

Таблица 3.6

Результаты дисперсионного анализа трехфакторного опыта

Дисперсия	Сумма квадратов	Степени свободы	Средний квадрат	$F_{факт}$	$F_{теор}$
Общая	57,92738	23	-	-	-
Повторений	0,011936	2	-	-	-
P	23,10255	1	23,10	1373,0	4,6
W	12,4488	1	12,44	739,9	4,6
Q	20,68512	1	20,68	1230,0	4,6
PW	0,57753	1	0,5775	34,33	4,6
PQ	0,859952	1	0,8599	51,12	4,6
WQ	0,001395	1	0,0013	0,083	4,6
PWQ	0,004565	1	0,0045	0,271	4,6
Остаток (ошибки)	0,235522	14	0,0168	-	-

Таким образом, для факторов, у которых выполняется условие $F_{факт} > F_{теор}$, выявлено существенное влияние на величины тормозной силы прижатия, наличия влаги и запыленности поверхности. Кроме этого, существенными являются также два взаимодействия – силы прижатия и наличие влаги, а также силы прижатия и запыленности.

4. Расчет оценок существенности частных различий приведен в табл. 3.7.

Таблица 3.7

Расчет оценок существенности частных различий

Название	Формула	Результат, кН
Оценка существенности частных различий	$HCP = t \sqrt{\frac{2s^2}{n}}$	0,223
Оценка существенности главных эффектов	$HCP = t \sqrt{\frac{2s^2}{l_p l_w n}}$	0,111
Оценка существенности взаимодействий	$HCP = t \sqrt{\frac{2s^2}{l_p n}}$	0,157

Критерий HCP указывает предельную ошибку для разности двух выборочных средних.

5. Вычисление главных (средних) эффектов и взаимодействия. На основе алгоритма (табл. 3.8), определяющего порядок вычисления главных эффектов и взаимодействия.

Проведенный анализ подтвердил достоверность экспериментального исследования, установил влияние на тормозную силу рассмотренных эксплуатационных факторов.

В таблице 3.9 приведены результаты определения реального коэффициента трения, полученного по результатам экспериментальных исследований.

Таблица 3.8

Вычисление главных эффектов и взаимодействия в опыте $2 \times 2 \times 2$

Эффект	0	p	w	q	pw	pq	wq	pwq	Сумма	Эффекты и взаимодействия
Итог	5,25	7,9	4,16	3,81	6,16	5,68	2,64	3,94	39,6	9,898
P	-	+	-	-	+	+	-	+	7,849	1,96225
W	-	-	+	-	+	-	+	+	-5,762	-1,440
Q	-	-	-	+	-	+	+	+	-7,427	-1,856
PW	+	-	-	+	+	-	-	+	-1,241	-0,310
PQ	+	-	+	-	-	+	-	+	-1,514	-0,378
WQ	+	+	-	-	-	-	+	+	-0,061	-0,015
PWQ	-	+	+	+	-	-	-	+	0,11	0,0275

Таблица 3.9

Коэффициенты трения колодок и монорельса

Факторы			Коэффициент трения, μ			
P , кН	W	Q	I	II	III	Средние
10	сухая	чистая	0,52	0,53	0,53	0,53
		пыль	0,37	0,39	0,38	0,38
	мокрая	чистая	0,42	0,40	0,43	0,42
		пыль	0,26	0,26	0,27	0,26
15	сухая	чистая	0,53	0,53	0,53	0,53
		пыль	0,38	0,38	0,38	0,38
	мокрая	чистая	0,42	0,41	0,41	0,41
		пыль	0,25	0,28	0,25	0,26

3.5 Экспериментальное исследование переходных процессов в тормозном устройстве при торможении

На втором этапе экспериментальных исследований были исследованы переходные процессы, протекающие в тормозном механизме при торможении [170]. В результате эксперимента на мониторе измерительной части установки был получен график зависимости тормозной силы от времени торможения (рис. 3.10), являющийся результатом преобразования сигнала, полученного с тензометрического датчика, с помощью специальной программы ZETLab.

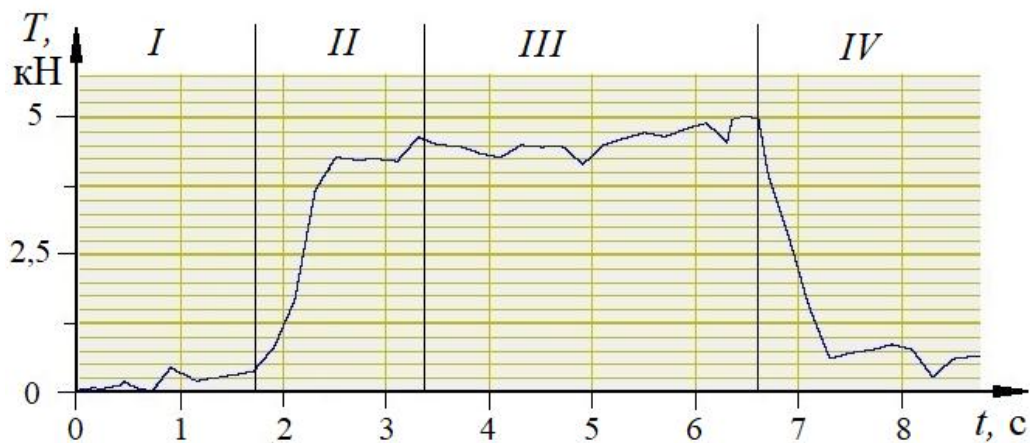


Рисунок 3.10 – Зависимость реализуемой тормозной силы T во времени (при $P = 2200$ Н)

На графике, представленном на рис. 3.10, следует выделить четыре участка: *I* – время срабатывания механизма; *II* – нарастание тормозной силы; *III* – установившаяся тормозная сила; *IV* – уменьшение тормозной силы после остановки.

Коэффициент нарастания, используемый в зависимости (2.1) влияет на интенсивность нарастания тормозного усилия, то есть на крутизну второго участка графика, представленного на рис. 3.10. Поэтому необходимо детальнее рассмотреть второй участок графика. В таблице приведены численные значения тормозной силы для второго участка.

Результаты экспериментального определения тормозной силы T

Наименование параметра	Результаты							
	1,75	2,0	2,35	2,50	2,75	3,0	3,3	3,5
Время, t , с	1,75	2,0	2,35	2,50	2,75	3,0	3,3	3,5
Тормозная сила, T , кН	0,573	1,410	3,381	3,973	3,929	3,941	3,903	4,332

Представим формулу (2.1) в следующем виде

$$T = \Delta T \left(1 - e^{-\varepsilon(t-t_0)}\right) \quad (3.1)$$

где $\Delta T = T_{max} - T_{min}$ – диапазон изменения тормозной силы;

t_0 – начало отсчета.

Коэффициент нарастания ε определим по методу наименьших квадратов

$$\sum_{i=1}^n (\bar{T}_i - \hat{T}_i)^2 \rightarrow \min, \quad (3.2)$$

где \bar{T}_i – экспериментальное значение усилия из таблицы;

\hat{T}_i – значения, полученные из регрессионной зависимости (3.2) для соответствующего момента времени t_i ;

$n = 8$ – число точек.

Из условия (3.2) следует уравнение

$$\sum_{i=1}^n t_i \left(\ln \frac{T_{max} - \bar{T}_i}{T_{max}} - \varepsilon t_i \right) = 0. \quad (3.3)$$

Из уравнения (3.3) находим выражение для определения коэффициента ε

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \ln \frac{T_{max} - \bar{T}_i}{T_{max}}}{\sum_{i=1}^n t_i^2}. \quad (3.4)$$

Для рассматриваемого случая получим $\varepsilon = 0,426 \text{ с}^{-1}$.

На рис. 3.11 показана кривая 2, построенная по зависимости (3.1) и ломанная 1 на основе данных табл. 3.10.

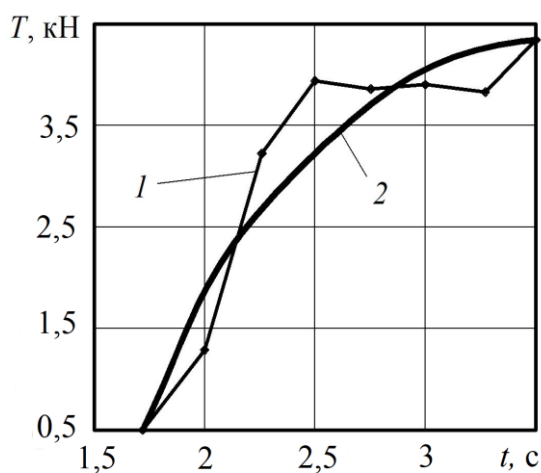


Рисунок 3.11 – Зависимости тормозной силы от времени торможения для II участка:

1 – экспериментальная; 2 – теоретическая

Для проверки адекватности, полученной зависимости, определим дисперсию адекватности:

$$S_{ad}^2 = \frac{m}{n-l} \sum_{i=1}^n (\bar{T}_i - \hat{T}_i)^2,$$

где $m = 1$ – число параллельных опытов;

$l = 1$ – число значимых коэффициентов уравнения регрессии;

\bar{T}_i – табличное значение выходной величины, при m параллельных опытов, берем из таблицы.

Для данного случая $S_{ad}^2 = 1,459 \cdot 10^5$.

Так как число параллельных опытов $m = 1$, то оценку адекватности можно выполнить по величине относительной погрешности:

$$\lambda = \frac{S_{ad}}{\Delta T} \leq [\lambda],$$

где $\Delta T = T_{max} - T_{min} = 4500 - 573 = 3927$ Н – диапазон изменения выходной величины (тормозной силы);

$[\lambda] = 0,1$ – допустимая относительная погрешность.

В нашем случае

$$\lambda = \frac{\sqrt{1,459 \cdot 10^5}}{3927} = 0,097 < 0,1.$$

Таким образом, принятую зависимость можно считать адекватной.

3.6 Проверка адекватности математической модели торможения ШПМД

Проверка адекватности математической модели движения ПС ШПМД при торможении осуществлялась путем проведения экспериментальных заездов на ШПМД «SCHARF», применяемой на шахте «Комсомолец Донбасса».

Шахта «Комсомолец Донбасса» является крупнейшим производителем энергетического угля марки «Г» с годовой добычей около 3 млн. тонн, протяженностью горных выработок более 43,5 км. В выработках шахты осуществляется эксплуатация ШПМД, при этом общая протяженность монорельсового пути составляет около 12 км.

Для проведения натуральных исследований было получено соответствующее разрешение на доступ к ШПМД. Однако, в связи с необходимостью обеспечения безопасности, использование видео- и аудиоаппаратуры для фиксации проведенных исследований было запрещено.

Для проверки адекватности разработанной математической модели торможения ПС ШПМД при торможении экспериментально определялись тормозной путь и максимальный угол отклонения подвешенного груза. Грузом выступала режущая часть комбайна весом 12 т.

Скорость, с которой было разрешено движение перед торможением составила 1 м/с. При достижении этой скорости осуществлялось движение с данной скоростью на горизонтальном участке. После чего, на стыке монорельса, выполнялось торможение с максимально возможным замедлением. При помощи рулетки (см. прил. Д) выполнялось измерение тормозного пути и горизонтального перемещения груза. На основании последней измеренной величины рассчитывался угол отклонения подвесного груза. Результаты эксперимента представлены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

Результаты экспериментальных и теоретических исследований

Параметр	Значение параметра		Погрешность	
	Экспериментальное	Теоретическое	Абсолютная	Относительная
Тормозной путь, м	0,094	0,1	0,006	6,4%
Угол отклонения подвесного груза, град	16,3	17,7	1,4	8,6%

Весовые и геометрические параметры ШПМД были заложены в математическую модель, с помощью которой были определены теоретические значения тормозного пути и угла отклонения подвесного груза при условиях, соответствующих экспериментальных, результаты показаны в табл. 3.11.

Кроме того, в табл. 3.11 приведены результаты расчета расхождения теоретических и экспериментальных исследований, как видно, относительная погрешность расхождения составила 6,4% и 8,6% для тормозного пути и угла отклонения груза соответственно, что является допустимым.

Таким образом, разработанная математическая модель движения ПС ШПМД при торможении с учетом зазоров является адекватной.

3.7 Выводы по разделу 3

1. Разработан стенд для определения коэффициента трения колодок с монорельсом, который позволяет установить влияние условий их контакта на тормозную способность ШПМД.

2. Установлены фактические значения коэффициента трения между тормозными колодками и монорельсом в зависимости от состояния поверхности их контакта. Максимальное значение составило 0,53 для сухой и чистой поверхности, минимальное – 0,26 для мокрой и пыльной поверхности. Таким образом, при одинаковом прижимном усилии с изменением состояния поверхности торможения тормозная сила может изменяться – увеличиваться или уменьшаться более чем в 2 раза, что, безусловно, влияет на динамику торможения ШПМД.

3. Предложенная в разделе методика получения коэффициента нарастания тормозного усилия позволяет определять значения этого коэффициента для характеристики материала и состояния поверхностей, взаимодействующих при торможении ПС ШПМД. Получение численных значений коэффициента нарастания дает возможность проводить теоретические исследования тормозной динамики ШПМД с целью снижения влияния негативных колебательных процессов, возникающих при торможении, на элементы ШПМД, повышению уровня безопасности эксплуатации ШПМД.

4. Подтверждена экспериментально адекватность математической модели торможения ПС ШПМД.

РАЗДЕЛ 4

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТОРМОЗНЫХ
УСТРОЙСТВ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ4.1 Особенности расчета параметров режима торможения
подвижного состава

Уравнения движения подвижного состава ШПМД при торможении приведены в разделе 2. Величины, используемые в качестве исходных данных для определения параметров тормозного режима движения ШПМД, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Исходные данные для расчета параметров, характеризующих процесс торможения ПС ШПМД

Наименование параметра, размерность	Обозначение
Массы элементов ПС, в том числе с учетом массы груза, т	m_1, m_2, \dots, m_{10}
Геометрические параметры ПС, м	h_i
Тормозная сила, развиваемая ПС, кН	T_q
Количество тормозных механизмов и места их установки на ПС	z_i
Коэффициенты жесткости сцепки, кН/м	$c_{c12}, c_{c23}, c_{c35}, c_{c57}, c_{c79}, c_{c910}$
Коэффициенты демпфирования сцепки, кН·с/м	$b_{c12}, b_{c23}, b_{c35}, b_{c57}, b_{c79}, b_{c910}$
Начальная скорость движения ПС, м/с	v

Отметим, что тормозная сила, развиваемая ПС, задается исходя из требований безопасности, а также особенностей профиля монорельсового пути, зависящего от рельефа выработки.

Количество тормозных устройств, с учетом того, что колодки в одном устройстве устанавливаются попарно и прижимаются к вертикальной стен-

ке монорельса с двух сторон навстречу друг другу, определяется по выражению

$$z = \frac{T_q}{T_z C}, T_z = 2P_n \mu,$$

где $T_z = 2P_n \mu$ – тормозная сила, развиваемая одним тормозным устройством;

P_n – сила прижатия тормозной колодки к монорельсу;

μ – коэффициент трения между колодкой и монорельсом;

C – коэффициент, учитывающий режим торможения подвижного состава.

Расчетный коэффициент трения μ колодки с монорельсом следует принимать на основании опытных данных, полученных на основании экспериментальных исследований, программа и методика которых приведены в разделе 3.

Коэффициент C , учитывающий режим торможения подвижного состава целесообразно для аварийных режимов принимать равным 1, а для нормальных режимов эксплуатации от 0,5 до 0,8 [35].

Тормозное усилие T_z служит основанием для синтеза тормозного механизма, который будет изложен далее.

Начальная скорость движения выбирается с учетом конструктивных особенностей самой ШПМД, условий эксплуатации, необходимой производительности и требуемого уровня безопасности.

Коэффициенты жесткости и демпфирования сцепки зависят от конструкций сцепок, которые для изменения или регулирования жесткостных и демпфирующих качеств могут оборудоваться соответствующими специальными устройствами.

Например, для улучшения демпфирующих качеств по результатам теоретических исследований, автором диссертации под руководством д.т.н. Гутаревича В.О. было разработано и запатентовано устройство (прил. А), в котором за счет создания упруго-фрикционных свойств в сис-

теме «подвижной состав-монорельс-крепь» обеспечивается поглощение энергии удара и рассеивание механической энергии периодических колебаний. Это уменьшает воздействие инерционных и силовых возмущений, возникающих во время торможения подвижного состава по монорельсу, и снижает динамические нагрузки на крепь горной выработки [115].

Результатом расчета параметров режима торможения подвижного состава ШПМД является набор параметров, представленных в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Результаты расчета параметров, характеризующих процесс
торможения ПС ШПМД

Наименование параметра, размерность	Обозначение
Тормозной путь, м	S_T
Время торможения, с	T_T
Усилия в сцепках, Н	F_i
Амплитуда колебаний груза, рад	A
Реакция подвесов, Н	R_x, R_y
Угол поворота секции монорельса, рад	φ

Анализируя полученные параметры при моделировании делается вывод о положительном или негативном влиянии того или иного исследуемого фактора на продольную динамику процесса торможения ШПМД.

4.2 Синтез тормозных устройств и обоснование параметров, влияющих на работу тормозных устройств

Для торможения подвижного состава современных шахтных подвесных монорельсовых дорог, в основном, применяются механические тормоза, установленные на тормозных тележках и в передачах приводных колес тяговых устройств (рис. 4.1).

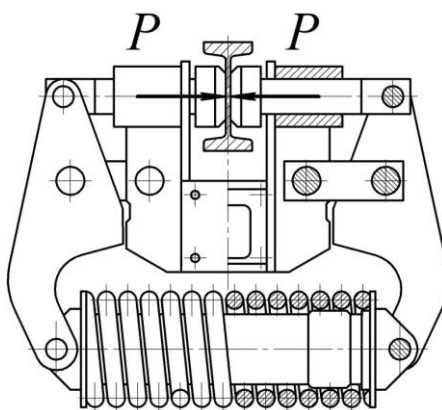


Рисунок 4.1 – Схема тормозного устройства ШПМД

При экстренном торможении ПС ШПМД тормозной путь должен быть минимальным, поэтому должна быть обеспечена максимальная скорость срабатывания тормозного устройства.

Однако увеличение скорости срабатывания устройства приводит к повышению скорости удара колодки о монорельсовый путь, что в свою очередь за счет возбуждения в колодке обратных волн деформаций может уменьшить время на установление требуемого усилия прижатия. Кроме того, при увеличении скорости срабатывания возрастают динамические нагрузки на крепь, как это было показано в предыдущем разделе, а также увеличению динамических усилий в сцепках подвижного состава и раскачиванию подвешенного груза.

Кинематическая схема тормозного устройства представлена на рис. 4.2.

Так как зазор δ между тормозной колодкой и вертикальной стенкой монорельсового пути значительно меньше основных геометрических параметров тормозного устройства, то в расчетной схеме введено упрощение – замена дуг поворота звеньев механизма соответствующими перпендикулярами.

Тормозная колодка массой m_1 перемещается поступательно на величину зазора δ . Скоба совершает мгновенно-вращательное движение, поворачиваясь на угол φ_1 относительно точки P_v , центр масс скобы перемещает-

ся на величину δ_3 . Планка совершает вращательное движение, поворачиваясь на угол φ_2 .

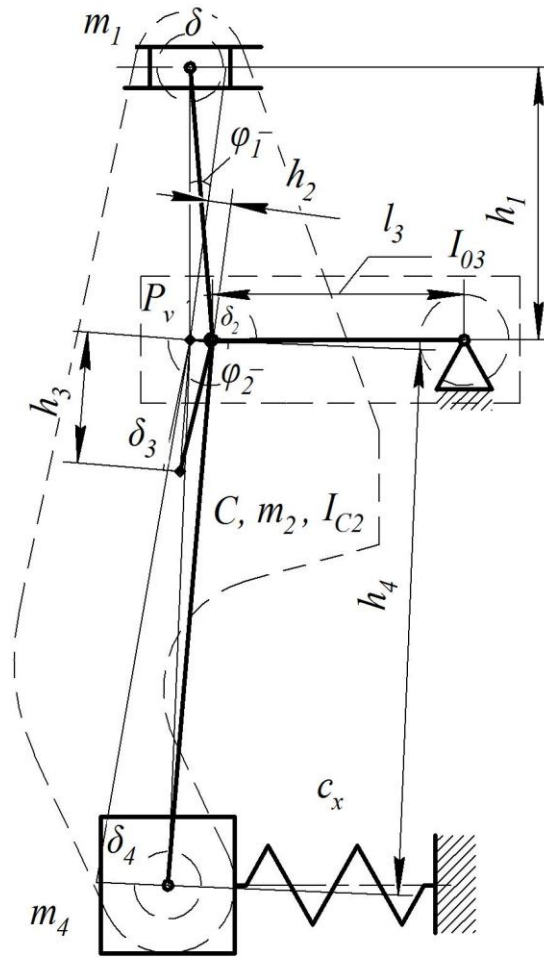


Рисунок 4.2 – Кинематическая схема тормозного устройства

Часть гидроцилиндра массой m_4 перемещается на величину δ_4 под действием пружины жесткостью c_x .

Для определения скорости в момент соударения колодки с вертикальной стенкой двутавровой балки используем теорему об изменении кинетической энергии механической системы

$$\frac{m_1 v^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} + \frac{I_{C2} \omega_2^2}{2} + \frac{I_{O3} \omega_3^2}{2} + \frac{m_4 v_4^2}{2} = A_{Fyn} + A_R, \quad (4.1)$$

где v – скорость удара тормозной колодки;

v_2 – скорость центра масс скобы;

ω_2 – угловая скорость поворота скобы;

ω_3 – угловая скорость поворота планки;

v_4 – скорость перемещения штока цилиндра;

I_{C2} – момент инерции скобы относительно центра масс;

I_{O3} – момент инерции планки относительно центра поворота O ;

$A_{F_{уп}}$ – работа упругих сил пружины;

A_R – работа сил сопротивления.

Учитывая наличие в рассматриваемой механической системе только голономных связей, зависимости между кинематическими параметрами можно определить из соответствующих геометрических соотношений (рис. 4.2):

$$\omega_2 = \frac{v}{h_1}; v_2 = v \frac{h_3}{h_1}; \omega_3 = v \frac{h_2}{h_1 l_3}; v_4 = v \frac{h_4}{h_1}; \quad (4.2)$$

Работу силы пружины определим согласно диаграмме (рис. 4.3)

$$A_{F_{уп}} = P_K \delta_4 + \frac{1}{2} c_x \delta_4^2, \quad (4.3)$$

где $P_K = P_n h_1 / h_4$;

P_n – усилие прижатия колодки.

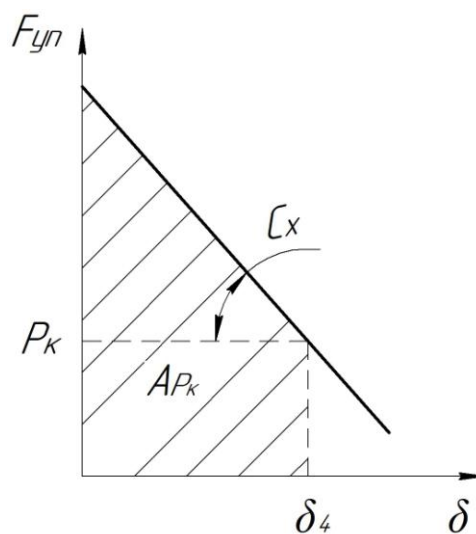


Рисунок 4.3 – Диаграмма для определения работы силы пружины

Учет действия всех сил сопротивления достаточно трудоемкая задача, т.к. сюда входят силы различной природы – это, прежде всего, силы гидродинамического сопротивления в цилиндре, силы вязкого и сухого трения в соединительных узлах. Поэтому для практического расчета ограничимся приведенной силой сопротивления основную долю, которой будет составлять сила давления в гидросистеме.

Будем полагать, что из-за малого перемещения узлов давление в системе будет оставаться постоянным или соответствовать некоторому среднему значению.

Тогда выражение для второго слагаемого правой части уравнения (4.1) примет вид:

$$A_{Rc} = -R_c \delta_4, \quad (4.4)$$

где R_c – среднее значение силы давления на поршень гидроцилиндра.

Формулу (4.1) представим в виде

$$\frac{M_{np} v^2}{2} = A_{F_{yn}} + A_{Rc}, \quad (4.5)$$

где с учетом соотношений (4.2) приведенная масса механической системы будет равна

$$M_{np} = m_1 + m_2 \left(\frac{h_3}{h_1} \right)^2 + \frac{I_{c2}}{h_1^2} + I_{o3} \left(\frac{h_2}{h_1 l_3} \right)^2 + m_4 \left(\frac{h_4}{h_1} \right)^2. \quad (4.6)$$

Подставляя соотношения (4.3) и (4.4) в выражение (4.5), получим зависимость для определения скорости удара

$$v = \sqrt{\frac{2P_n \delta + c_x \delta^2 \left(\frac{h_4}{h_1} \right)^2 - 2R_c \delta \frac{h_4}{h_1}}{M_{np}}}. \quad (4.7)$$

В качестве геометрических и массо-центровых характеристик тормозного механизма принимаем следующие параметры:

$$h_1 = 120 \text{ мм}; h_2 = 10,1 \text{ мм}; h_3 = 58 \text{ мм}; h_4 = 240 \text{ мм}; l_3 = 113 \text{ мм}; m_1 = 3,89 \text{ кг};$$

$$m_2 = 10,7 \text{ кг}; m_4 = 5 \text{ кг}; I_{C2} = 0,116 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; I_{O3} = 0,0135 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Зазор между тормозной колодкой и вертикальной стенкой двутавровой балки примем $\delta = 16$ мм, жесткость пружины по ГОСТ 18793-80 $c_x = 125$ кН/м. Из зависимости (4.5) определяем приведенную массу $M_{np} = 34,5$ кг.

По формуле (4.6) скорость удара, в зависимости от величины силы R_c будет варьироваться в пределах $v = 0 \dots 6,39$ м/с.

Большая скорость удара будет вызывать значительные динамические усилия, которые даже могут привести к деформации или разрушению колодки.

Время срабатывания механизма, с учетом фактического отсутствия колебательного движения, можно приближенно определить из решения дифференциального уравнения движения приведенной массы

$$M_{np} \ddot{x} = P_n + c_x \delta \frac{h_4}{h_1} - R_c \frac{h_4}{h_1} \quad (4.8)$$

с однородными начальными условиями: $x(0) = 0$; $\dot{x}(0) = 0$.

Решение уравнения (4.8) имеет вид

$$x(t) = \frac{P_n + c_x \delta \frac{h_4}{h_1} - R_c \frac{h_4}{h_1}}{2M_{np}} t^2. \quad (4.9)$$

С учетом того, что в момент удара t_1 перемещение $x(t_1) = \delta$, из формулы (4.9) получим зависимость для нахождения времени t_1

$$t_1 = \sqrt{\frac{2M_{np} \delta}{P_n + c_x \delta \frac{h_4}{h_1} - R_c \frac{h_4}{h_1}}}. \quad (4.10)$$

Для определения допустимой скорости столкновения колодки с моно-рельсом исследуем динамику продольного удара. При этом тормозную колодку будем считать вязкоупругим стержнем к свободному концу, которого приведена масса всей системы (рис. 4.4, а). Однако принимая во внимание, что приведенная масса на порядок больше, чем масса самой колодки, то данную систему можно представить, как одномассовую (рис. 4.4, б).

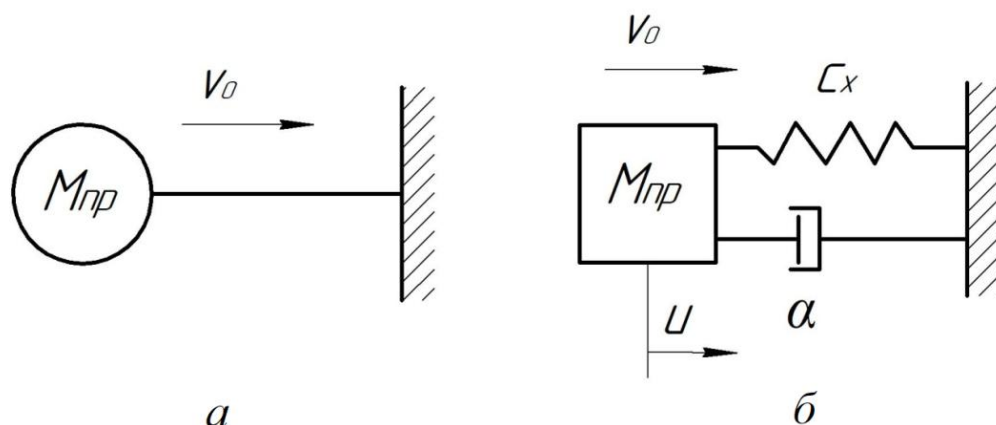


Рисунок 4.4 – Схема к расчету динамики продольного удара тормозной колодки

В этом случае уравнение движения массы можно записать в виде

$$M_{np} \frac{d^2 u}{dt^2} + \alpha \frac{du}{dt} + c_k u = P_n, \quad (4.11)$$

где α – коэффициент характеризующий затухание;

c_k – коэффициент жесткости колодки; если колодка является однородным стержнем (рис. 4.4, а), то $c_k = EF/l$ (E – модуль упругости; F – площадь поперечного сечения; l – длина колодки), если колодка имеет два участка жесткости (рис. 4.4, б), то $c_k = EF_1 EF_2 / (l_1 EF_2 + l_2 EF_1)$.

Уравнение (4.11) запишем в виде

$$\frac{d^2 u}{dt^2} + 2\mu \frac{du}{dt} + k^2 u = \frac{P_n}{M_{np}}, \quad (4.12)$$

где $\mu = \alpha / (2M_{np})$; $k^2 = c_k / M_{np}$.

Решим задачу (4.12) для начальных условий:

$$u(0) = 0; \dot{u}(0) = v_0, \quad (4.13)$$

где v_0 – скорость удара колодки о МП.

Общее решение уравнения (4.11) имеет вид

$$u(t) = Ae^{-\mu t} \sin \omega t + Be^{-\mu t} \cos \omega t + \frac{P_n}{k^2 M_{np}}, \quad (4.14)$$

где A и B – произвольные постоянные, которые определяются из начальных условий (4.13);

$\omega = \sqrt{k^2 - \mu^2}$ – частота собственных колебаний.

Удовлетворив условиям (4.13), выражение для перемещений (4.14) примет вид

$$u(t) = \left(\frac{v_0}{\omega} - \frac{P_n \mu}{c_k \omega} \right) e^{-\mu t} \sin \omega t + \frac{P_n}{c_k} (1 - e^{-\mu t} \cos \omega t). \quad (4.15)$$

Коэффициент μ определим через логарифмический декремент затухания ξ [148]

$$\mu = \frac{\xi \omega}{2\pi}.$$

Динамическое усилие при ударе колодки о стенку двутавровой балки определяется зависимостью

$$P_{\bar{v}}(t) = c_k u(t) = \left(\frac{v_0 c_k}{\omega} - \frac{P_n \mu}{c_k \omega} \right) e^{-\mu t} \sin \omega t + P_n (1 - e^{-\mu t} \cos \omega t). \quad (4.16)$$

Из структуры выражения (4.16) видно, что динамическое усилие будет равно силе прижатия колодки P_n не сразу, а спустя некоторое время, когда члены, содержащие экспоненту, будут близки к нулю.

Из формулы (4.7) определяется требуемое значение силы сопротивления в гидроцилиндре для ограничения скорости удара

$$R_c = \frac{2P_n\delta + c_x\delta^2\left(\frac{h_4}{h_1}\right)^2 - M_{np}v_0^2}{2\delta\frac{h_4}{h_1}}. \quad (4.17)$$

Исследуем динамику ударного процесса для принятых параметров тормозного механизма.

По формуле (4.7) скорость удара, в зависимости от величины силы R_c будет варьироваться в пределах

$$v = 0 \dots 6,39 \text{ м/с.}$$

Большая скорость удара будет вызывать значительные динамические усилия, которые могут привести к деформации или разрушению колодки.

На графике (рис. 4.5) представлено динамическое усилие, определяемое по формуле (4.16) при скорости удара $v_0 = 6,39 \text{ м/с}$, линией 1 показано прижимное усилие $P_n = 40 \text{ кН}$, линией 2 – нагрузка, соответствующая допустимым напряжениям для материала колодки $[P] = 746 \text{ кН}$.

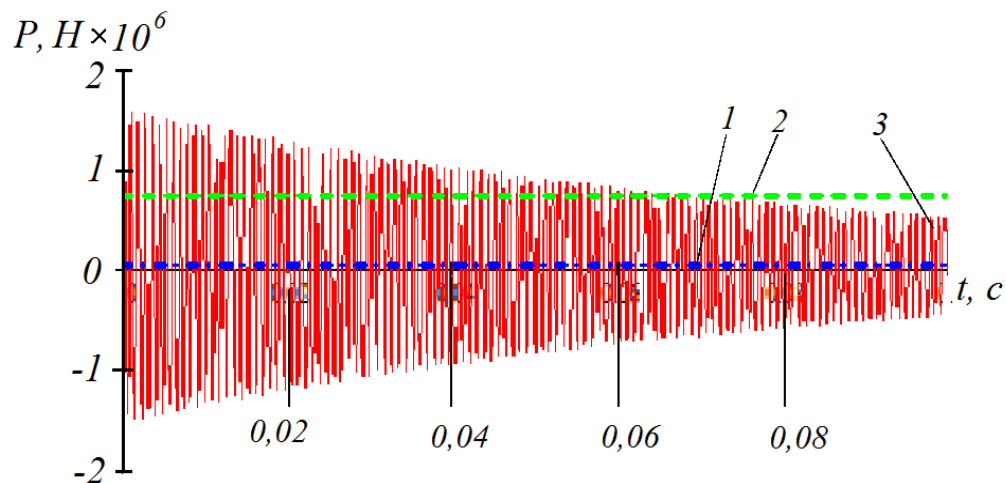


Рисунок 4.5 – График изменения динамического усилия

при скорости удара $v_0 = 6,39 \text{ м/с}$:

1 – прижимная сила; 2 – допустимая нагрузка; 3 – динамическое усилие

Таким образом, при данной скорости удара может произойти разрушение материала колодки или конструкция получит недопустимую деформацию. На основе зависимости (4.16) установлено, что при скорости удара $v_0 = 2,8$ м/с динамическая нагрузка не превысит допускаемое значение (рис. 4.6).

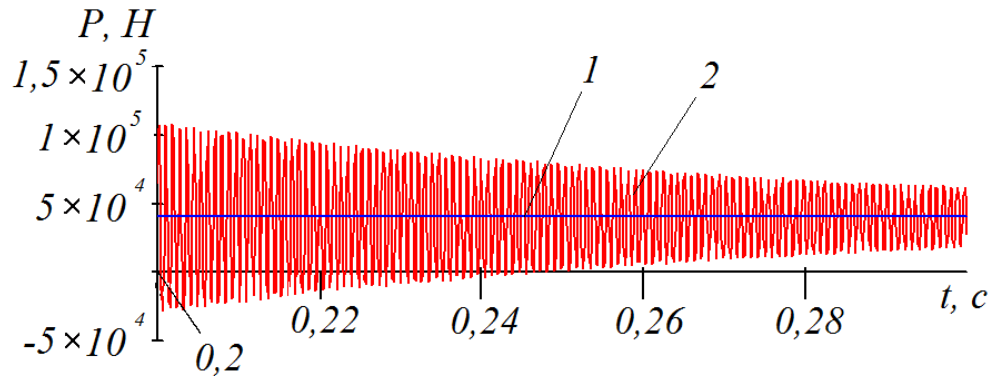


Рисунок 4.6 – График изменения динамического усилия при скорости удара $v_0 = 2,8$ м/с: 1 – прижимная сила; 2 – динамическое усилие

Однако следует обратить внимание на то, что при допустимой скорости динамическое усилие, достаточно протяженное время, является знакопеременным, а учитывая, что колодка с монорельсом образует неустойчивую связь, то будет происходить проскальзывание до тех пор, пока динамическое усилие не станет однозначным.

Так для скорости $v_0 = 2,8$ м/с это произойдет спустя $t_2 \approx 0,25$ с (см. рис. 4.6).

Для определения полного времени срабатывания тормозного устройства по формуле (4.17) находим силу сопротивления $R_c = 17,8$ кН, из зависимости (4.9) получим $t_1 = 0,011$ с, полное время составит

$$T = t_1 + t_2 = 0,261 \text{ с,}$$

что превышает регламентируемое время срабатывания тормозного устройства $T = 0,1 \dots 0,2$ с.

Таким образом, возникает задача по определению скорости и соответствующей силы сопротивления в гидроцилиндре, которые бы обеспечили наименьшее время срабатывания тормозного устройства.

Проведя исследование с использованием предложенной математической модели, было установлено, что для принятых геометрических и физических параметров устройства:

- наиболее рациональная скорость составит $v_0 = 0,5$ м/с (рис. 4.7);
- необходимая сила сопротивления – $R_c = 21,9$ кН;
- время срабатывания – $T = t_1 + t_2 = 0,064 + 0,1 = 0,164$ с.

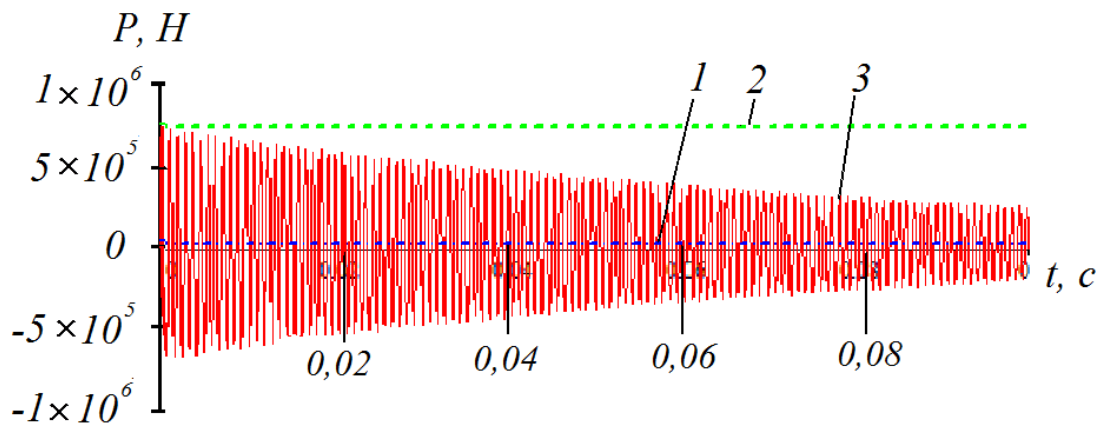


Рисунок 4.7 – График изменения динамического усилия при скорости удара $v_0 = 0,5$ м/с: 1 – прижимная сила; 2 – допустимая нагрузка; 3 – динамическое усилие

Из рис. 4.7 следует, что при $v_0 = 0,5$ м/с возникающее динамическое усилие не превышает значение допустимой нагрузки в 746 кН при ударе тормозной колодки о стенку монорельса, при этом обеспечено требуемое время срабатывания тормозного устройства $T = 0,164$ с.

4.3 Обобщенная методика синтеза тормозных устройств

В предыдущем подразделе представлен алгоритм и пример расчета конкретного тормозного устройства. Теоретическая и практическая работы,

выполненные выше, позволили разработать методику синтеза тормозных устройств.

Поскольку любое тормозное устройство можно представить совокупностью трех составляющих элементов, каждый из которых характеризуется своим набором характеристик (рис. 4.8), то для синтеза различного типа пружинно-рычажных устройств можно предложить единый подход.

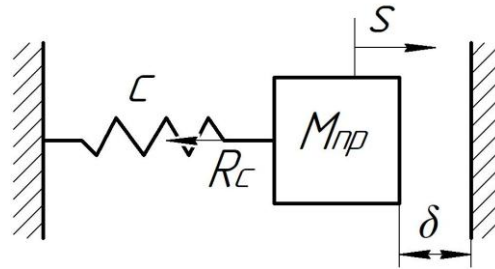


Рисунок 4.8 – Обобщенная схема фрикционного тормозного устройства

К элементам изображенного на рис. 4.8 механизма отнесем:

1. Инерционная характеристика устройства, определяется приведенной массой – $M_{пр}$, которая включает массы и моменты инерции подвижных элементов устройства.
2. Упругий элемент с приведенной жесткостью – c .
3. Активное сопротивление в виде приведенной силы R_c , обеспечивающее необходимые кинематические параметры срабатывания устройства.

Конечной целью расчета является определение механических и кинематических характеристик устройства, обеспечивающих наиболее рациональные условия торможения. Основными определяемыми параметрами являются: жесткость пружины и сила сопротивления, инерционные характеристики определяются конструктивной компоновкой устройства и условиями прочности элементов. Предполагается, что количество и место расположения тормозных устройств в ПС определены.

1. Определение тормозного и прижимного усилий.

Тормозное усилие T_z служит основанием для синтеза устройства. Исходя из тормозного усилия, в зависимости от предполагаемого коэффициента трения, определяется необходимое минимальное усилие прижатия.

2. Выбор тормозного устройства.

На этом этапе следует выбрать существующую конструкцию устройства. В этом случае необходимые параметры для расчета будут известны из этого устройства. Можно проектировать новое устройство, в этом случае следует ориентироваться на существующие конструкции и исходить из требуемых конструктивных параметров ШПМД.

3. Определение геометрических размеров и составление расчетной схемы.

Этап нужен для определения длин рычагов, зазоров и других геометрических размеров. Осуществляется выбор материала деталей и расчет массовых, инерционных параметров.

4. Определение характеристик прижимной пружины.

В первую очередь жесткость пружины должна обеспечить требуемую минимальную силу прижатия колодок. Кроме этого, на данном этапе определяются предельные значения параметров срабатывания тормозов: время и скорость срабатывания. В общем случае выбор параметров пружины производится с учетом требований согласно ГОСТ 13764-86, а также ГОСТ 13769-86.

5. Определение силы сопротивления R_c .

Определяется требуемое значение силы сопротивления для обеспечения рационального времени срабатывания и ограничения динамических нагрузок в устройстве.

Примером такой силы, в случае использования гидропривода тормозов, является сила сопротивления в гидроцилиндре.

Предложенная методика расчета тормозных устройств для шахтных подвесных монорельсовых дорог принята к внедрению в ГБУ «Донуглемаш» (см. прил. Б).

4.4 Рекомендации для предотвращения смещения крепи при торможении подвижного состава

При торможении возникают дополнительные силы, действующие на крепь. В случае, если верхняя часть крепи не воспринимает давление горных пород, то возможно смещение крепи в направлении движения ПС ШПМД при торможении.

Для исключения указанного явления предлагается в верхней части арочной крепи устанавливать дополнительный анкерный болт с упорной шайбой. Общий вид предлагаемой конструкции анкерного соединения показан на рис. 4.9.

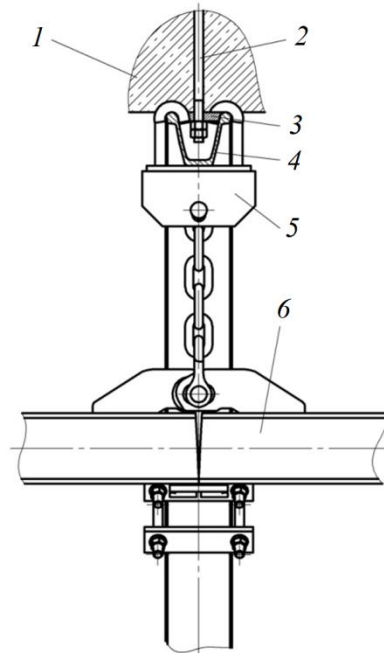


Рисунок 4.9 – Общий вид конструкции анкерного соединения для предотвращения смещения крепи при торможении ПС ШПМД:

1 – кровля; 2 – анкерная крепь; 3 – упорная шайба; 4 – арочная крепь;
5 – подвес; 6 – монорельсовый путь

Шаг установки анкерных болтов должен быть не менее длины ПС ШПМД. Рекомендуется устанавливать их в местах наиболее вероятного торможения – перед разминолками, съездами, приемно-отправительными площадками для пассажиров и т.д.

4.5 Определение эффективности предложенных рекомендаций

Найдем экономическую эффективность от усовершенствования сцепок тележек подвижного состава. При этом рассмотрим базовый вариант использования обычных сцепок и новый – с использованием устройства, предложенного в [пат. РФ от 31.05.2021 г., № RU2748829C1, (см. прил. А)]. Предложенное устройство позволяет снизить динамические нагрузки на подвижной состав, крепь горной выработки и повысить срок службы горной выработки.

Поскольку применение усовершенствованной сцепки не требует существенных сопутствующих капитальных вложений и не приводит к росту годовых эксплуатационных издержек у потребителя, то годовой экономический эффект от разработки и внедрения монорельсового пути будет

$$\mathcal{E}_r = Z_1 \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} - Z_2,$$

где Z_1, Z_2 – приведенные затраты на единицу продукции соответственно базового и нового варианта;

B_1, B_2 – годовые объемы транспортных работ, выполняемых ШПМД соответственно для базового и нового вариантов;

P_1, P_2 – доли отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление (реновацию) для базового и нового вариантов, соответственно;

E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений в производственные фонды.

Приведенные затраты для базового и нового вариантов составляют

$$Z_1 = C_1 + E_H K_1; Z_2 = C_2 + E_H K_2,$$

C_1, C_2 – себестоимость единицы продукции соответственно базового и нового вариантов;

K_1, K_2 – удельные капитальные вложения в производственные фонды соответственно базового и нового вариантов.

Себестоимость базового варианта установим на основании цен, указанных на электронной площадке профессиональных закупок, а нового – поузловым методом.

Себестоимость сцепки с тормозной тележкой найдем по формуле

$$C_i = C_i / (1 + p_H),$$

где $C_1 = 140$ тыс. руб. – средняя цена базовой тормозной тележки со сцепкой, указанных на электронных площадках закупок для транспортного шахтного оборудования;

$p_H = 0,15$ – нормативная рентабельность.

Тогда себестоимость по базовому варианту составит

$$C_1 = C_1 / (1 + 0,15) = 140,0 / (1 + 0,15) = 121,7 \text{ тыс. руб.}$$

Определим себестоимость для нового варианта. Отличие этого варианта заключается в том, что сцепка комплектуется дополнительными элементами, увеличивающими его массу.

Используя поузловой метод, себестоимость сцепок будет

$$C_2 = C_1 \frac{m_2}{m_1} a_{cl},$$

где $m_1 = 255$ кг – масса тормозной тележки со сцепкой для базового варианта;

$m_2 = 260$ кг – масса сцепки для нового варианта;

$a_{cl} = 1,1$ – коэффициент сложности изготовления сцепки для нового варианта, так как новый узел более трудоемкий в изготовлении.

Тогда

$$C_2 = \frac{121,7 \cdot 260}{255} \cdot 1,1 = 124,1 \text{ тыс. руб.}$$

Удельные капитальные вложения в производственные фонды для базового варианта будут

$$K_1 = a_{CT} C_1,$$

где a_{CT} – стоимость производственных фондов на 1 руб. товарной продукции. При $a_{CT} = 2,79$ имеем

$$K_1 = 2,79 \cdot 121,7 = 339,5 \text{ тыс. руб.}$$

Для нового варианта удельные капитальные вложения в производственные фонды равны

$$K_2 = a_{CT} C_2 + \frac{K_{2П}}{A_{2П}},$$

где $K_{2П} = 50$ тыс. руб. – производственные затраты на создание сцепки;
 $A_{2П} = 50$ шт – выпуск во втором году серийного производства.

Удельные капитальные вложения в производственные фонды для нового варианта составят

$$K_2 = 2,79 \cdot 124,1 + \frac{50,0}{50} = 347,2 \text{ тыс. руб.}$$

На основании этого получим приведенные затраты для базового и нового вариантов:

$$Z_1 = 121,7 + 0,15 \cdot 339,5 = 172,6 \text{ тыс. руб.};$$

$$Z_2 = 124,1 + 0,15 \cdot 347,2 = 176,2 \text{ тыс. руб.}$$

Годовые объемы транспортных работ, выполняемые для базового и нового вариантов, принимаем одинаковыми, поскольку использование сцепки не влияет на пропускную способность ШПМД. На основании этого имеем: $B_1 = B_2$.

Доли отчислений от балансовой стоимости P_1 и P_2 находим как величины, обратные срокам службы ШПМД для базового и нового вариантов,

соответственно. Для базового варианта, когда срок службы составляет 5 лет, $P_1 = 0,2$, а для нового – 6 лет, следовательно $P_2 = 0,17$. Увеличение срока службы обосновано за счет усовершенствованной сцепки, позволяющей снизить динамические нагрузки на подвижной состав, что приводит к снижению интенсивности изнашивания на 20%, это позволяет пропорционально увеличить срок службы.

Таким образом, годовой экономический эффект от применения усовершенствованной сцепки с тормозной тележкой составит:

$$\mathcal{E}_Г = 172,6 \frac{0,20 + 0,15}{0,17 + 0,15} - 176,2 = 12 \text{ тыс. руб. / 1 устройство}$$

Полученный результат позволяет считать, что предлагаемое конструктивное решение, реализованное при разработке устройства для снижения динамических нагрузок на основе рекомендаций, полученных в результате проведенных теоретических исследований ШПМД, является достаточно эффективным для улучшения динамических качеств подвижного состава, повышает безопасность эксплуатации ШПМД.

4.6 Выводы по разделу 4

1. Изложены особенности расчета параметров режима торможения подвижного состава ШПМД.

2. Проведено исследование ударного включения тормозного устройства. Установлено, что необходимо ограничивать время включения исходя из предотвращения возникновения высоких динамических нагрузок, которые не только могут привести к разрушению устройства, повреждению крепи, но и ухудшают тормозную динамику вследствие колебаний колодки относительно монорельса.

3. Требуемое время и плавность включения следует регулировать силой сопротивления в гидроцилиндре для ограничения скорости удара, для чего в данном разделе было получено соответствующее выражение.

4. Разработана методика синтеза тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог, позволяющая установить наименьшее время срабатывания устройства в зависимости от его силовых и кинематических характеристик.

5. Предложена конструкция анкерного соединения для предотвращения смещения крепи при торможении ПС ШПМД.

6. Годовая экономическая эффективность при использовании предложенного устройства, составила не менее 12 тыс.руб. на одно устройство.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-исследовательской работой, в которой на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований решена научно-техническая задача, имеющая важное значение для горной промышленности, заключающаяся в повышении эффективности торможения ШПМД за счет обоснования параметров и совершенствования тормозных устройств, что позволяет снизить более чем на 30% динамические нагрузки, а также уменьшить их воздействие на подвижной состав, монорельсовый путь и крепь горной выработки.

По полученным результатам диссертационной работы сформулированы основные выводы:

1. Выполнен анализ проблем, связанных с повышением эффективности торможения ПС ШПМД и установлены параметры, влияющие на работу тормозных устройств.

2. Составлена математическая модель, позволяющая исследовать динамику торможения ПС ШПМД с учетом зазоров в сцепках и определено, что возникающие в сцепках во время остановки подвижного состава массой 38,4 т продольные динамические силы могут достигать 180 кН и более, чем в 1,7 раза превышать значения прикладываемых тормозных усилий. При этом наибольший угол отклонения подвесок грузовой единицы от вертикали может составлять до 0,6 рад.

3. Исследование математической модели торможения ПС ШПМД с учетом зазоров в сцепках позволило установить, что наличие зазора в сцепке 10 мм ухудшает динамику торможения ПС ШПМД и приводит к увеличению усилий на 47%, что подтверждает необходимость учета зазора в сцепках ПС при исследовании процесса торможения ШПМД. Повышение коэффициента жесткости сцепки с 1000 кН/м до 3000 кН/м приводит к уменьшению амплитуды колебаний скорости подвижной единицы в 2,2 раза и к увеличению усилия, возникающего в сцепке при торможении в 1,4 раза. Увеличение коэффи-

циента жесткости цепи подвеса в 10 раз увеличивает нагрузку на крепь горной выработки в 3 раза.

4. Применение тормозных устройств, устанавливаемых на каждой подвижной единице ШПМД, позволит снизить динамические нагрузки, формирующиеся во время ее торможения более, чем 2 раза.

5. На основании экспериментальных исследований определены значения коэффициентов трения колодок с вертикальными стенками монорельса, имеющими поверхностные загрязнения, а также установлен коэффициент нарастания тормозной силы, развиваемый тормозным устройством. На натурном образце в условиях шахты подтверждена адекватность математической модели торможения ШПМД. При доверительной вероятности 0,95 отклонение теоретических результатов моделирования и экспериментальных замеров тормозного пути и углов отклонения подвешенного груза от вертикали не превысило 9 %.

6. Предложены научно-обоснованные технические решения, которые позволяют снизить динамические нагрузки, возникающие во время торможения подвесной монорельсовой дороги. Представлена рациональная схема подвески МП на участке торможения ШПМД. Разработано устройство, защищенное патентом на изобретение RU 2748829 C1 от 31.05.2021 г., годовая экономическая эффективность использования которого составляет не менее 12 тыс. руб. на одно устройство.

7. Полученные в диссертации результаты и разработанная методика расчета параметров тормозных устройств ШПМД, приняты ГБУ «Донуглемаш» к использованию, внедрены в учебный процесс ДонНТУ и КамчатГТУ.

8. Применение полученных результатов дает возможность повысить технический уровень шахтной подвесной монорельсовой дороги. Внедрение результатов работы имеет социальный эффект за счет повышения безопасности работы монорельсового транспорта в угольных шахтах.

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

ЕГИСУ НИОКТР – Единая государственная информационная система учета научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ гражданского назначения;

ШПМД – шахтная подвесная монорельсовая дорога;

ЕМС – единая механическая система;

МП – монорельсовый путь;

НПАОТ – нормы и правила в области промышленной безопасности;

ПС – подвижной состав;

$A_{F_{уп}}$ – работа упругих сил пружины;

A_R – работа сил сопротивления;

B_1, B_2 – годовые объемы транспортных работ, выполняемых ШПМД соответственно для базового и нового вариантов;

b_{ij} – коэффициент демпфирования сцепки подвижного состава;

c_{ij} – коэффициент жесткости сцепки подвижного состава;

C – коэффициент, учитывающий режим торможения подвижного состава;

c_k – коэффициент жесткости колодки;

E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений в производственные фонды;

F – суммарное тяговое усилие, создаваемое приводными колесами ШПМД;

F_{ij} – продольные усилия, возникающие в сцепках;

F_p – равнодействующая сила, необходимая для перемещения подвижного состава по монорельсу;

F_t – тормозное усилие ШПМД;

g – ускорение силы тяжести;

h_c – расстояние между центрами масс тележек и груза;

I_{C2} – момент инерции скобы относительно центра масс;

I_{O3} – момент инерции планки относительно центра поворота O ;

J_A – момент инерции груза относительно неподвижной оси вращения, проходящей через точку подвеса и перпендикулярной плоскости его колебаний;

J_c – момент инерции системы относительно центра масс;

K_1, K_2 – удельные капитальные вложения в производственные фонды соответственно базового и нового вариантов;

k_1, k_2, \dots, k_l – выходные параметры тормозного устройства, воздействующие на окружающую среду и элементы ШПМД;

k_i - коэффициент приведения массы;

l_A – расстояние от точки подвеса монорельса до центра тяжести груза;

l_i - расстояние от i -го вагона до тормозной тележки;

M - масса системы;

m – количество колодок, участвующих в реализации процесса торможения ШПМД;

m_i – приведенная масса подвижной (грузовой) единицы;

M_p – приведенная масса подвижного состава, учитывающая инерцию его вращающихся масс;

m_p, l_p – масса и длина секции монорельса;

m_m, l_m – масса тормозной тележки и расстояние до нее;

n – количество приводных колес, участвующих реализации торможения ШПМД;

n_k – количество колес, участвующих реализации тягового усилия ШПМД;

n_z – количество тормозных колодок, установленных на подвижном составе;

N_i – составляющие реакции сил, направленные вдоль линии, проходящей через точку подвеса монорельса и центр тяжести груза (усилие на крепь);

- P – потенциальная энергия;
- P_i – усилие прижатия i -го колеса (колодки) к монорельсу;
- P_1, P_2 – доли отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление (реновацию) для базового и нового вариантов;
- p_n – нормативная рентабельность;
- Q – загрязненность поверхности трения;
- R_{yi} – вертикальная реакция в подвесе;
- R_x – горизонтальная реакция в подвесе;
- R_c – среднее значение силы давления на поршень гидроцилиндра;
- S – координата пройденного пути подвижного состава;
- s_1, s_2, \dots, s_i – воздействия на тормозное устройство, вызванные уклоном и неровностями монорельсового пути, инерционностью подвижного состава и других элементов ШПМД;
- T_{max} – максимальное усилие, развиваемое тормозным устройством;
- t – текущее время движения подвижного состава;
- u_t – воздействие тормозного устройства в момент времени;
- V – скорость движения подвижного состава;
- v_0 – начальная скорость;
- v_1, v_2, \dots, v_n – выходные параметры, характеризующие процесс торможения;
- v – скорость удара тормозной колодки;
- v_2 – скорость центра масс скобы;
- v_4 – скорость перемещения штока цилиндра;
- x_i – координата перемещения подвижной (грузовой) единицы;
- y_1, y_2, \dots, y_j – входные управляющие воздействия на тормозное устройство, связанные с изменением режима движения ШПМД;
- y_{st} – статический прогиб центра масс;
- z_1, z_2, \dots, z_m – возмущающие воздействия, вызванные наличием внешней среды, действием температуры и влажностью окружающей среды, а также случайными воздействиями от внешней среды;

W – влажность поверхности трения;

Z – неучтенные факторы (ошибка);

Z_1, Z_2 – приведенные затраты на единицу продукции соответственно базового и нового варианта;

\mathcal{E}_T – годовой экономический эффект;

α – коэффициент характеризующий затухание;

$a_{сл}$ – коэффициент сложности изготовления сцепки;

β – угол наклона монорельсового пути;

β_{max} – максимальный уклон монорельсового пути на участке горной выработки;

δ – зазор в сцепке;

λ – относительная погрешность;

μ – коэффициент трения;

ρ – радиус инерции единицы подвижного состава;

σ_0 – единичная функция;

ν_φ – угол отклонения подвески монорельса во время торможения;

φ – коэффициент трения колодок с монорельсом;

φ_{st} – статический угол поворота;

ψ – коэффициент сцепления i -го колеса с монорельсом;

ψ_i – угол отклонения подвесок перевозимого груза от вертикали, возникающий во время торможения;

ω_i – частота колебаний;

ω' – коэффициент сопротивления движению ходовых колес ШПМД;

ω'_k – коэффициент сопротивления движению приводных колес ШПМД;

ε – коэффициент, учитывающий интенсивность нарастания тормозной силы до номинального значения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Авдеев, А. М. Рельсовые транспортные средства для сложных горно-геологических условий [Текст] / А. М. Авдеев, А. В. Большунов, Г. В. Соколова // Научно-технические разработки и использования минеральных ресурсов : сб. науч. ст. / Сиб. гос. индустр. ун-т ; под общей ред. В. Н. Фрянова. – Новокузнецк, 2013. – С. 51-55.
2. Айзеншток, Л. И. Исследование состояния пути шахтных монорельсовых дорог [Текст] / Л. И. Айзеншток, В. С. Носов, Р. Л. Слободенюк // Способы и средства безопасной эксплуатации электромеханического оборудования в шахтах : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 1982. – С. 61-62.
3. Александров, М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин / М. П. Александров. – Москва: Машиностроение, 1976. – 383 с.
4. Белов, Е. Г. Освоение производства профиля ДП155 для шахтных монорельсовых дорог / Е. Г. Белов, И. В. Копылов // Сталь. – 2014. – №7. – С. 42-44.
5. Баус-Нойфанг, Б. Подвесные и напочвенные дизель-гидравлические локомотивы для перемонтажей механизированных комплексов «тяжелого» класса [Текст] / Б. Баус-Нойфанг, Д. В. Великанв, Ю. Русинек // Уголь. – 2011. – № 2. – С. 19-21.
6. Беккер, Ф. Модернизация логистической инфраструктуры объединённой шахты «Борыня-Зовьюфка» (Польша) посредством применения высокопроизводительной транспортной техники и интегрированной системы управления и коммуникации [Текст] / Ф. Беккер // Уголь. – 2012. – № 5. – С. 81-85.
7. Беккер, Ф. Becker Mining Systems учреждает новое предприятие в России [Текст] / Ф. Беккер // Уголь. – 2010. – № 12. – С. 31.
8. Берсенева, В. С. Методы увеличения силы тяги и допустимых углов и наклона рельсовых путей для рудничных локомотивов [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 : защищена 1965 / Берсенева Валентин Савельевич ; Ленингр. горн. ин-т. – Ленинград, 1968. – 422 с.

9. Берсенеv, В. С. Тяговые устройства с гладкими ведущими колесами и перспективы их применения в горной промышленности [Текст] / В. С. Берсенеv // Записки Ленинградского горного института. – 1975. – Т. LXVII, вып. 1. – С. 249-256.

10. Биттнер, Х. Три наклонных ствола для новой шахты «Распадская-Коксовая» в Кузбассе [Текст] / Х. Биттнер // Глюкауф. – 2006. – № 2(3). – С. 36-39.

11. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] : монография / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – Москва : Транспорт, 1982. – 222 с.

12. Бондарь А. Г. Планирование эксперимента в химической технологии / А. Г. Бондарь, Г. А. Статюха. – К.: Вища школа, 1976. – 184 с.

13. Будиков, Л. Я. Многопараметрические исследования динамики мостовых кранов [Текст] / Л. Я. Будиков. – Луганск : изд-во Луганского ун-та им. В. Даля, 2015. – 236 с.

14. Буялич, Г. Д. Повышение эффективности работ на монорельсовом транспорте / Г. Д. Буялич, В. М. Тарасов, Н. И. Тарасова // Горный инженер. – 2013. – № 1. – С. 202-207.

15. Вербицкий, В. Г. Моделирование динамического поведения монорельсового вагона [Текст] / В. Г. Вербицкий, Л. Г. Лобас // Электронное моделирование. – 2000. – Т. 22, № 1. – С. 86-94.

16. Вербицкий, В. Г. Моделирование динамического поведения монорельсовой тележки [Текст] / В. Г. Вербицкий, Л. Г. Лобас // Прикладное моделирование. – 2000. – Т. 18. – С. 119-130.

17. Вершинина, Н. В. Внедрение монорельса в транспортно-логистическую структуру региона [Текст] / Н. В. Вершинина, М. Б. Трапезников // Транспорт Урала. – 2014. – 1(40). – С. 3-7.

18. Вершинский, С. В. Динамика вагона [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов ; ред. С. В. Вершинский. – Москва: Транспорт, 1991. – 360 с.

19. Веткин, А. С. Разработка методики расчета вписывания подвижного состава в закругления шахтных монорельсовых дорог для совершенствования их проектирования и эксплуатации [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Веткин Андрей Семенович ; Ин-т геотехнической механики. – Донецк, 1985. – 20 с.

20. Вибрации в технике: справочник: В 6 т. Т.6: защита от вибраций и ударов / В.К. Асташев [и др.]: под ред. К. В. Фролова. - Москва: Машиностроение, 1995. – 456 с.

21. Вознесенский В. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях / А.В. Вознесенский. – М.: Статистика, 1974. – 192 с.

22. Временные требования безопасности при эксплуатации монорельсовых дорог в угольных шахтах: РД 95-324-99. – Москва: ФГУП НТЦ по безопасности в пром-ти Госгортехнадзора России, 2004. – 18 с.

23. Галкин, В. И. Инженерная логистика погрузочно-разгрузочных транспортных и складских работ на горных предприятиях [Текст] / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко. – Москва: Горная книга, 2009. – 156 с.

24. Галкин, В. И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности [Текст] / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) : тр. науч. симп. «Неделя горняка-2011». – Москва, 2011. – Отд. вып. № 1. – С. 458-507.

25. Гнайдинг, Э. Презентация фирмы «СМТ Шарф» и новые разработки. Дальнейшее расширение производственной программы [Текст] / Э. Гнайдинг // Глюкауф. – 2011. – № 1. – С. 24-27.

26. Гнайдинг, Э. Системы шахтного транспорта Группы компаний «СМТ Шарф»: компетентность и высокий стандарт качества продукции и услуг [Текст] / Э. Гнайдинг, А. Будеников // Глюкауф. – 2009. – № 1. – С. 44-45.

27. Гречишкина, Н. А. Адаптивное управление движением вагона монорельсовой дороги / Н. А. Гречишкина, Ф. Н. Григорьев, Н. А. Кузнецов // Информационные процессы. – Т.15. – №4. – 2015. – С. 440-446.

28. Гречишкина, Н. А. Идентификация параметров модели и фильтрация координат движения вагона монорельсовой дороги / Н. А. Гречишкина, Ф. Н. Григорьев, Н. А. Кузнецов // Информационные процессы. – Т.15. – №3. – 2015. – С. 343-350.

29. Григорьев, В. Н. Конструктивные особенности и результаты испытаний шахтного монорельсового дизелевоза ДМВ-7 [Текст] / В. Н. Григорьев, Г. К. Лещов, В. А. Шлыков // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1981. – Вып. 7. – С. 180-183.

30. Григорьев, Ю. И. Перевозка людей, оборудования и материалов на шахтах за рубежом [Текст] : обзор / Ю. И. Григорьев, Г. Н. Кост, М. А. Котов. – Москва: ЦНИЭИуголь, 1981. – 40 с.

31. Груйич, М. Условия транспортировки тяжеловесных и длинномерных грузов монорельсовыми подвесными транспортными средствами [Текст] / М. Груйич // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Москва, 2009. – № 16. – С. 25-30.

32. Группа компаний «СМТ Шарф»: компетентность и высокий стандарт качества услуг [Текст] // Глюкауф. – 2012. – № 2 (3). – С. 14-15.

33. Гукенхаймер, Дж. Нелинейные колебания, динамические системы и бифуркации векторных полей [Текст] / Дж. Гукенхаймер, Ф. Холмс. – Москва, Ижевск: Ин-т компьютерных исслед., 2002. – 559 с.

34. Гутаревич В. О. Вертикальные возмущения пути шахтной подвесной монорельсовой дороги / В. О. Гутаревич, Е. Л. Игнаткина // «Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация». – 2021. – №2 (88). – С. 58-64.

35. Гутаревич, В. О. Динамика шахтных подвесных монорельсовых дорог [Текст] : монография / В. О. Гутаревич. – Донецк: ЛАНДОН-XXI, 2014. – 205 с.

36. Гутаревич, В. О. Динамическая модель движения шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – № 4 (175). – С. 107-111.

37. Гутаревич, В. О. Динамическая нагруженность монорельсовых тележек и подвесного пути / В. О. Гутаревич // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2015. – № 4 – С. 85-88.

38. Гутаревич, В.О. Исследование движения экипажа подвесной монорельсовой дороги с учетом деформации монорельса [Текст] / В. О. Гутаревич // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – № 4 (40). – С. 45-53.

39. Гутаревич, В. О. Исследование закономерностей движения шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Способы и средства безопасной эксплуатации электромеханического оборудования в шахтах : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 2011. – Вып. 2 (28). – С. 150-158.

40. Гутаревич, В. О. Исследование продольных колебаний подвесного монорельсового пути [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2013. – № 5 (194), Ч. 1. – С. 100-105.

41. Гутаревич, В. О. Исследование процессов торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги / В.О. Гутаревич, Е.Л. Игнаткина, А.В. Костенко // Инновационные перспективы Донбасса [Электронный ресурс]: материалы 6-ой международной научно-практической конференции, 26-28 мая 2020 г., г. Донецк. Т. 3: Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов / ГОУ ВПО «ДонНТУ» и др.; редкол.: М.Н. Кушаков и др. – Донецк: ДонНТУ, 2020. – С. 92-97.

42. Гутаревич, В. О. Исследование упругих колебаний экипажа и подвесного пути шахтной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2013. – № 1 (25). – С. 72-78. – (Серія «Гірничо-електромеханічна»).

43. Гутаревич В.О. Исследование режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках /

В. О. Гутаревич, Е. Л. Игнаткина // Известия вузов. Горный журнал. – 2020. – № 5. – С. 108-115.

44. Гутаревич, В. О. Исследования поперечных колебаний монорельсового пути шахтной подвесной дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Донбаської держ. машинобуд. акад. : зб. наук. пр. – 2013. – № 1 (30). – С. 42-47.

45. Гутаревич, В. О. Критерии оптимального синтеза шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2014. – № 1 (27). – С. 90-99. – (Серія «Гірничо-електромеханічна»).

46. Гутаревич, В. О. Математическая модель подвесного пути шахтной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2012. – № 2 (24). – С. 61-69. – (Серія «Гірничо-електромеханічна»).

47. Гутаревич, В.О. Обоснование оптимального режима пуска и торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги / В.О. Гутаревич, Е.Л. Игнаткина // Горный информационно-аналитический бюллетень «Горная Книга». – 2016. – 19, №9 – С. 29-36.

48. Гутаревич, В. О. Общие логистические подходы к формированию процесса перевозки грузов подвесной монорельсовой дорогой / В. О. Гутаревич, Е. Л. Игнаткина // Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития: материалы международной научно-технической конференции (17-19 октября 2018 г.). В 2 ч. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ – 2019. – Ч. 2. – С. 61-63.

49. Гутаревич, В. О. Поперечные колебания монорельса во время торможения подвесной монорельсовой дороги / В. О. Гутаревич, Е. Л. Игнаткина // Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития: материалы международной научно-технической конференции (23-25 октября 2019 г.) – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2020. – С. 180-183.

50. Гутаревич, В. О. Поперечные колебания подвесного монорельса при действии на него продольных сил [Текст] / В. О. Гутаревич // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – № 3 (39). – С. 74-82.

51. Гутаревич, В. О. Продольная динамика шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Научный вестник НГУ. – 2015. – № 1. – С. 83–88.

52. Гутаревич, В. О. Снижение динамических нагрузок в сцепках подвижного состава шахтных подвесных монорельсовых дорог / В. О. Гутаревич, Е. Л. Игнаткина // Горное оборудование и электромеханика. – 2021. – № 1. – С. 33-38.

53. Дальнейший шаг в совершенствовании шахтного вспомогательного транспорта [Текст] // Горная Промышленность. – 2005. – № 2. – С. 26-28.

54. Даубер, К. Разработка и опробование автоматизированного дизелевоза монорельсовой подвесной дороги [Текст] / К. Даубер, Т. Гиссельман // Глюкауф. – 2007. – № 3. – С. 13-19.

55. Дедов, А. Н. Монорельсовый электропоезд МЭП-1 [Текст] / А. Н. Дедов, П. Д. Кийко, В. Е. Антонов // Механизация и автоматизация горных работ. – 1971. – Вып. 7. – С. 89-93.

56. Денищенко, А. В. Шахтные канатные дороги [Текст] : монография / А. В. Денищенко. – Днепропетровск: НГУ, 2011. – 172 с.

57. Диментберг, М. Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний [Текст] / М. Ф. Диментберг. – Москва: Наука, 1980. – 368 с.

58. Динамика высокоскоростного транспорта [Текст] / В. О. Шихлен [и др.] ; пер. с англ. А. В. Попова ; ред. Т. А. Тибилов. – Москва: Транспорт, 1988. – 215 с.

59. Динамика и прочность шахтных транспортных сосудов [Текст] / Е. Е. Новиков [и др.]; отв. ред. В. К. Смирнов. – Киев: Наук. думка, 1983. – 149 с.

60. Динамика шахтных подъемных установок [Текст] : [науч.-произв. учеб. изд.] / В. И. Белобров [и др.] ; под общ. ред. В. И. Белоброва ; НАН Украины, Ин-т трансп. систем и технологий, Нац. горная акад. Украины. – Днепропетровск: Изд-во ДГУ, 2000. – 384 с.

61. Доспехов, Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б. А. Доспехов. – 5-е изд., доп. и перераб. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

62. Еременко, В. А. Современные технологии анкерного крепления [Текст] / В. А. Еременко, Е. А. Разумов, Д. Ф. Зяятдинов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Москва, 2012. – № 12. – С. 38-45.

63. Желтухин, Л. Г. Исследование горизонтальной динамики подвижного состава подвесной монорельсовой дороги на аналоговых машинах [Текст] / Л. Г. Желтухин // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1983. – Вып. 8. – С. 208-210.

64. Желтухин, Л. Г. Определение продольных сил в подвесном монорельсовом поезде при торможении [Текст] / Л. Г. Желтухин // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1984. – Вып. 9. – С. 156-159.

65. Зиборов, К. А. Динамическая модель шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью ходовой части [Текст] / К. А. Зиборов, Г. К. Ванжа, С. А. Федоряченко // Современное машиностроение. Наука и образование : материалы междунар. конф. – Санкт-Петербург, 2012. – С. 329-334.

66. Зиборов, К. А. Прогнозирование динамических свойств системы: экипаж – тяговый привод – путь для шахтного локомотива [Текст] / К. А. Зиборов, И. А. Таран, О. В. Дерюгин // Вісник КДПУ. – 2006. – Ч. 1, 2 (37). – С. 92-94.

67. Зиборов, К. А. Формирование кинематических и динамических характеристик звеньев ходовой части и выбор параметров составных упругих колес шахтного локомотива [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук : 05.15.16 ; 05.02.09 / Зиборов Кирилл Альбертович ; Гос. горная акад. Украины. – Днепропетровск, 1996. – 23 с.

68. Иванченко, И. И. Метод подконструкций в задачах динамики скоростной монорельсовой дороги [Текст] / И. И. Иванченко // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 2008. – № 6. – С. 101-117.

69. Иванченко, И. И. О действии подвижной нагрузки на мосты [Текст] / И. И. Иванченко // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 1997. – № 6. – С. 180-185.

70. Игнаткина, Е. Л. Анализ креплений подвешенного пути шахтной подвешенной монорельсовой дороги / Е. Л. Игнаткина, А. В. Костенко // Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития: материалы Третьей международной научно-технической конференции (26 ноября 2020 г.) / отв. за вып. О. А. Белов. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2021. – С. 83-86.

71. Игнаткина, Е. Л. Динамические характеристики подвешенного пути шахтной монорельсовой дороги / Е. Л. Игнаткина // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2016. – №6 (6) – С. 3-6.

72. Игнаткина, Е. Л. Исследование процесса торможения шахтных подвешенных монорельсовых дорог для обеспечения безопасности эксплуатации / Е. Л. Игнаткина // Проблемы недропользования (Международный форум-конкурс молодых ученых, 18-20 апреля 2018 г.): сборник научных трудов. В 2 ч. – Санкт-Петербургский горный университет, 2018. – Ч. II. – С. 58-61.

73. Игнаткина, Е. Л. Математическая модель процесса торможения подвижного состава шахтной подвешенной монорельсовой дороги / Е. Л. Игнаткина // Материалы 4-й международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса», 22-25 мая 2018. – Донецк : ДонНТУ, 2018. – Т. 3. – С. 160-164.

74. Игнаткина, Е. Л. Моделирование продольных сил в монорельсовом поезде для переходных режимов движения / Е. Л. Игнаткина // Сборник тезисов докладов 3-й международной научно-технической конференции «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства», 17 октября 2018. – Алчевск: ДонГТУ, 2018. – С. 56-58.

75. Игнаткина, Е. Л. Моделирование процесса торможения подвесной монорельсовой дороги / Е. Л. Игнаткина, В. О. Гутаревич, М. П. Кондратенко // Машиностроение и техносфера XXI века: сборник трудов XXV международной научно-технической конференции 10-16 сентября 2018 г. – Донецк: ДонНТУ, 2018. – С. 192-195.

76. Игнаткина, Е. Л. Проблемы и направления совершенствования тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог / Е. Л. Игнаткина // Машиностроение и техносфера XXI века: сборник трудов XXIV международной научно-технической конференции 11-17 сентября 2017 г. – Донецк: ДонНТУ, 2017. – С. 118-121.

77. Игнаткина, Е. Л. Экспериментальное определение коэффициента сцепления тормозных колодок с монорельсом шахтной подвесной дороги / Е. Л. Игнаткина, В. О. Гутаревич, М. В. Бридун // Машиностроение и техносфера XXI века: сборник трудов XXVI международной научно-технической конференции 23-29 сентября 2019 г. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – С. 173-177.

78. Игнаткина, Е. Л. Экспериментальные исследования тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог / Е. Л. Игнаткина // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2019. – №2 (16). – С. 27-32.

79. Инструкция по безопасной эксплуатации монорельсовых дорог в угольных шахтах: НПАОТ. [Текст]. – Донецк: Гортехнадзор ДНР, 2016. – 18 с.

80. Исаков, В. С. Инерционные тормозные устройства на основе замкнутых кинематических контуров / В. С. Исаков. – Ростов на Дону: Изд-во журн. «Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки», 2005. –140 с.

81. Исаков, В. С. О концепции развития энергонакопительных тормозных систем подъемно-транспортных, горных и строительных машин / В. С. Исаков, А. В. Ерейский // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2018. — № 1. – С. 91-95.

82. Каллабис, У. Специальный состав для транспортирования дизельных монорельсовых тележек на шахте «София-Якоба» [Текст] / У. Каллабис // Глюкауф. – 1992. – № 7. – С. 31-32.

83. Качурин, Н. М. Взаимодействие подвесных транспортных устройств с породами и обеспечение безопасности и устойчивости горных выработок [Текст] / Н. М. Качурин, В. Р. Ногих // Известия ТулГУ. Науки о Земле. – 2015. – Вып. 4. – С. 65-75.

84. Киселев, И.П. Монорельсовые колесные транспортные системы [Текст] / И.П. Киселев // Транспорт Российской Федерации. – 2009. – Т.20. – №1. – С. 62-63.

85. Коварж, П. О продукции, производимой фирмой «ФЕРРИТ» [Текст] / П. Коварж // Глюкауф. – 2003. – № 3. – С. 65-66.

86. Кондрашин, Ю. А. Методика расчета технических характеристик подвесной монорельсовой дороги с локомотивным органом тяги / Ю. А. Кондрашин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. – № 10. – С. 56-76.

87. Коптовец, А. Н. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов / А. Н. Коптовец, А. В. Новицкий, С. Ф. Шибалов // Горная электромеханика и автоматика. – 2004. – Вып. 203. – С. 56-61.

88. Кропш, У. Развитие техники транспортирования угля и материалов [Текст] / У. Кропш // Глюкауф. – 1981. – № 16. – С. 45-53.

89. Кузнецов, А. С. К вопросу оптимизации конструкции напочвенных и монорельсовых транспортных средств с гибким тяговым органом [Текст] / А. С. Кузнецов // Горный журнал. Известия вузов. – 1989. – № 11. – С. 75-79.

90. Кузнецов, Е. В. Метод выбора параметров сталеполлимерных анкеров для подвески монорельсовых дорог большой грузоподъемности в выработках [Текст] / Е. В. Кузнецов // Вестник КузГТУ. – 2005. – № 4 – С. 27-28.

91. Кузнецов, Е. В. Обоснование параметров крепления подвески монорельсовых дорог в выработках с анкерной крепью [Текст] : автореф. дис...

канд. техн. наук : 25.00.22 / Кузнецов Евгений Владимирович ; КузГТУ. – Кемерово, – 2009. – 19 с.

92. Кузнецов, Е. В. Опыт эксплуатации подвесной монорельсовой дороги в условиях шахты ОАО «Разрез Сибиргинский» [Текст] / Е. В. Кузнецов // Вестник КузГТУ. – 2005. – № 4. – С. 24-26.

93. Лагерев, Р. Ю. О возможности эксплуатации монорельсовых дорог в Российской Федерации [Текст] / Р. Ю. Лагерев, Е. С. Немчинова, О. С. Немчинова // Вестник ИрГТУ. – 2013. – № 11(82). – С. 205-211.

94. Лазарян, В. А. Колебания железнодорожного состава [Текст] / В. А. Лазарян // Вибрации в технике. Т. 3 : Колебания машин, конструкций и их элементов. – Москва: Машиностроение, 1980. – С. 398-434.

95. Лысенко, М. В. Канатный анкер АК01: крепление подвесной монорельсовой дороги [Текст] / М. В. Лысенко, А. М. Самок, Г. В. Райко, П. В. Гречишкин // Уголь. – 2011. – № 6. – С. 47-49.

96. Малкин, И. Г. Теория устойчивости движения [Текст] / И. Г. Малкин. – Москва: Наука, 1968. – 532 с.

97. Маркова О. М. Пространственная модель переходных режимов движения поезда / О. М. Маркова, Е. Н. Ковтун, В. В. Малый // Транспорт Российской Федерации. – 2015. – № 3 (58). – С. 25-27.

98. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / В. Ф. Ушкалов [и др.] ; ред. В. Ф. Ушкалов. – Киев: Наук. думка, 1989. – 240 с.

99. Мерецкий, В. М. Установление основных параметров и исследование эксплуатационных характеристик монорельсового дизелевоза с объемным гидроприводом [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / В. М. Мерецкий – Москва, 1969. – 21 с.

100. Мерзляков, П. Е. Допустимые нормы масс, перемещаемых дизелевозами / П. Е. Мерзляков // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2008. – №2. – С.133-137.

101. Мешков, С. Н. Опыт применения подвесных монорельсовых фрикционно-зубчатых транспортных систем для транспортировки оборудования механизированного комплекса Тагор 15/32 [Текст] / С. Н. Мешков // Уголь. – 2011. – № 5 (1023). – С. 78-79.

102. Мирошник, А. И. Группа компаний «КУЗБАССПРОМСЕРВИС»: Опережая сегодняшний день [Текст] / А. И. Мирошник // Уголь. – 2007. – № 8. – С. 66-69.

103. Моделирование рабочих процессов трения в колодочно-колесном тормозе шахтных локомотивов : монография / А. Н. Коптовец [и др.] ; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Днепро, 2017. – 258 с.

104. Новейшие транспортные системы для подземных рудников фирмы SCHARF GmbH [Текст] // Горная Промышленность. – 1999. – № 4. – 4 с.

105. Новицкий, А. В. Исследование характеристик колебательного процесса рельсового тормоза при воздействии импульса мгновенной силы / А. В. Новицкий // Вестник КГПУ. – 2006. – Вып. 2 (37). – Ч. 1. – С. 51-54.

106. Ногих, В. Р. Воздействие подвесных транспортных устройств на породный массив и обеспечение безопасности и устойчивости горных выработок [Текст] / В. Р. Ногих // Известия ТулГУ. Науки о Земле. – 2016. – Вып. 3. – С. 141-153.

107. Ногих, В. Р. Методика и алгоритм расчета параметров анкерной подвески шахтной монорельсовой подвесной дороги [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2011. – № 5. – С. 84-85.

108. Ногих, В. Р. Подвесной монорельсовый путь ПМП-155М УС [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2009. – № 8. – С. 28-29.

109. Ногих, В. Р. Современный формат подвесных монорельсовых транспортных систем [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2006. – № 4. – С. 34-36.

110. Нос, В. С. О зазорах в выработках при монорельсовом транспорте [Текст] / В. С. Нос, Л. И. Айзеншток // Безопасность труда в промышленности : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 1982. – № 2. – С. 47-48.

111. Оптимизация управления движением поездов / Л.А. Баранов [и др.] ; ред. Л.А. Баранов. – Москва: МИИТ, 2011. – 164 с.

112. Ороховский, И. И. Монорельсовые дороги [Текст] : обзор / И. И. Ороховский, А. И. Кулевкин, Г. С. Руденко. – Москва: ЦНИЭИуголь, 1980. – 40 с.

113. Освоение производства нового двутаврового профиля для монорельсовых путей [Текст] / В. С. Медведев [и др.] // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2006. – № 5. – С. 41-44.

114. Пассажирские монорельсовые дороги [Текст] / В. В. Чиркин [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1969. – 240 с.

115. Пат. RU 2748829 С1. Российская Федерация, Шахтная монорельсовая дорога, МПК E21F 13/00, B61B 13/04, B61G 9/10. / заявители А.В. Костенко, В.О. Гутаревич, Е.Л. Игнаткина – патентообладатель ФГБОУВО «Камчатский государственный технический университет». – № 2020132787; заявл. 05.10.2020; опубл. 31.05.2021, Бюл. №16.

116. Петренко, О. С. Подвесные рельсовые дороги [Текст] / О. С. Петренко. – Москва: Машиностроение, 1981. – 272 с.

117. Пинскер, В. Л. Перемонтаж комплекса «Джой» с применением дизельных монорельсовых локомотивов фирмы «Шарф» на ОАО «Шахта им. С. М. Кирова» [Текст] / В. Л. Пинскер, В. Ф. Шаталов // Глюкауф. – 2002. – № 1 (2). – С. 38-39.

118. Подземный транспорт шахт и рудников [Текст] : справочник / Л. И. Айзеншток [и др.] ; под общ. ред. Г. Я. Пейсаховича, И. П. Ремизова. – перераб. и доп. изд. – Москва: Недра, 1985. – 565 с.

119. Поляков, Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта [Текст] / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – Киев: Наук. думка, 1973. – 199 с.

120. Правила безопасности в угольных шахтах: НПАОТ. 10.0-1.0-1.01-16. [Текст]. – Донецк: Гортехнадзор ДНР, 2016. – 220 с.

121. Применение канатных анкеров для монтажа монорельсовых подвесных дорог [Текст] / П. В. Гречишкин [и др.] // Уголь Украины. – 2013. – № 4. – С. 25-26.

122. Применение тягача мощностью 148 кВт в системах транспорта фирмы Becker-Warkor в горной промышленности [Текст] // Уголь. – 2010. – № 8. – С. 58-61.

123. Процив, В. В. Моделирование торможения шахтного поезда рельсовыми тормозами [Текст] : монография / В. В. Процив. – Днепропетровск: НГУ, 2011. – 179 с.

124. Процив, В. В. О формировании кинематических и динамических параметров выходных звеньев шахтных транспортных средств в переходном режиме движения [Текст] / В. В. Процив, К. А. Зиборов, С. А. Федоряченко // Научный вестник НГУ. – 2013. – № 4. – С. 64-70.

125. Разработка тормозных систем подвижного состава шахтного рельсового транспорта высокого технического уровня / А. Н. Коптовец [и др.] // Молодой ученый. – 2015. – № 5 (20). – Ч. 1. – С. 43-46.

126. Ракша, С. В. Анализ влияния подвижных масс подвесной канатной дороги на спектр собственных частот привода [Текст] / С. В. Ракша, Ю. К. Горячев, А. С. Куропятник // Вісник Донбаської держ. машинобуд. акад. – 2013. – № 1 (30). – С. 110-116.

127. Ракша, С. В. Застосування частотних діаграм для вивчення динаміки приводів підвісних канатних доріг [Текст] / С. В. Ракша, Ю. К. Горячев, О. С. Куроп'ятник // Подъемно-транспортная техника. – 2014. – № 3 (43). – С. 38-53.

128. Расцветаев, В. А. Дополнительные нагрузки от действия подвесных монорельсовых дорог на арочное крепление выработок в условиях шахт Западного Донбасса [Текст] / В. А. Расцветаев // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2014. – Вип. 117. – С. 53-59.

129. Расцветаев, В. А. Особенности формирования дополнительных нагрузок на арочную крепь участковых выработок с подвесными монорельсовыми дорогами [Текст] / В. А. Расцветаев // Научный вестник НГУ. – 2011. – № 4. – С. 35-38.

130. Ремезов, А. В. Определение зависимости сил сопротивления движению монорельсовых дизелевозов от массы транспортируемых секций и углов наклона трассы / А. В. Ремезов, В. В. Ульянов // Уголь. – 2016. – № 10. – С. 31-33.

131. Ройтер, Э. Технический уровень и перспективы развития транспортировки материалов в горных выработках [Текст] / Э. Ройтер, У. Кельм // Глюкауф. – 1987. – № 6. – С. 19-24.

132. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ [Текст] / И. Н. Груздев [и др.]. – Москва: Горная книга, 2009. – 534 с.

133. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л. И. Седов. – 10-е изд., доп. – Москва: Наука, 1987. – 430 с.

134. Сигалов, Л. Н. Уравнения движения подземной канатной дороги при пуске [Текст] / Л. Н. Сигалов, А. И. Кравцов // Горный журнал. Известия вузов. – 1984. – № 6. – С. 60-67.

135. Следь, Н. Н. Шахтная монорельсовая дорога с бесконтактным электропитанием [Текст] / Н. Н. Следь, М. В. Чашко, В. О. Гутаревич // Промышленный транспорт. – 1983. – № 7. – С. 8-9.

136. Стендовые испытания подвесной монорельсовой дороги 2ДМД с дизельным приводом [Текст] / В. В. Бухановский [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1981. – Вып. 7. – С. 193-189.

137. Степаненко, В. П. Применение комбинированных (гибридных) энергосиловых установок в горной промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 11. – С. 322-328.

138. Степаненко, В.П. Дизель-аккумуляторные подвесные монорельсовые локомотивы / Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского. – Выпуск 150. – М., 1975. – С. 80-83.

139. Сухарев, Э. А. Параметрическая оптимизация машин и оборудования [Текст] / Э. А. Сухарев. – Ровно: НУВХП, 2007. – 179 с.

140. Таран, И. А. Трансмиссии шахтных дизелевозов [Текст] : монография / И. А. Таран. – Днепропетровск: НГУ, 2012. – 255 с.

141. Тарасов, В. М. Об экономии финансовых средств и эффективности работ в процессе перемещения груза в шахте путем внедрения инновационных технологий на монорельсовом транспорте [Текст] / В. М. Тарасов, Н. И. Тарасова, Д. В. Тарасов // Уголь. – 2013. – № 11. – С. 16-19.

142. Тарасов, В. М. Технология работы дизель-гидравлических локомотивов и навесного оборудования в горных выработках [Текст] / В. М. Тарасов // Вестник Научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2010. – № 2. – С. 155-165.

143. Технология демонтажа механизированных комплексов из предварительно пройденных камер на тонких пластах Кузбасса [Текст] / П. В. Гречишкин [и др.] // Уголь Украины. – 2014. – № 1. – С. 23-25.

144. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств / В. А. Будишевский, А. Я. Грудачев, В. О. Гутаревич и др. ; под общ. ред. В.П. Кондрахина ; ГОУВПО «ДОННТУ». – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Донецк: ГОУВПО «ДонНТУ», 2017. – 216 с.

145. Тимошенко, С. П. Прочность и колебания элементов конструкций [Текст] / С. П. Тимошенко ; ред. Э. И. Григолюк – Москва: Наука, 1974. – 704 с.

146. Ульянов, В.В. Определение оптимальной скорости движения монорельсового дизель-гидравлического локомотива при учете его массы и груза / В. В. Ульянов, А. В. Ремезов // Уголь. – 2016. – №11. – С. 10-12.

147. Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика механических систем [Текст] / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый // Техн. механика. – 2008. – № 2. – С. 123-138.

148. Филиппов А.П. Колебания механических систем / А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1965. – 716 с.

149. Фоменко, А. Н. О разработке «Инструкции по безопасной эксплуатации монорельсовых дорог в угольных шахтах / А. Н. Фоменко, А. И. Кравец // Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах. – 2019. – Вып. 1(44). – С. 41-46.

150. Формирование геометрических размеров и механических свойств двутавровой балки для шахтных монорельсовых дорог [Текст] / Е. Г. Белов [и др.] // Известия вузов. Черная металлургия. – 2009. – № 12. – С. 18-19.

151. Хан, В. В. Исследование и разработка подвесных монорельсовых дизелевозов [Текст] / В. В. Хан // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1980. – Вып. 5. – С. 233-240.

152. Хлусов, А. Е. К расчету параметров анкеров, служащих для подвешивания монорельсовой дороги к кровле горной выработки [Текст] / А. Е. Хлусов // Сб. науч. тр. ВНИМИ / под ред. Д. В. Яковлева. – Санкт-Петербург: ВНИМИ, 2012. – С. 317-322.

153. Царенко С.Н. Определение динамических усилий в подвесах пути шахтной подвесной монорельсовой дороги / С.Н. Царенко, Е.Л. Игнаткина, А.В. Костенко // Известия вузов. Горный журнал. – 2021. – № 5. – С. 99-108

154. Чашко, М. В. Бесконтактное электроснабжение подъемно-транспортных машин [Текст] / М. В. Чашко, Н. Н. Следь, В. О. Гутаревич // Безопасность труда в промышленности. – 1983. – № 8. – С. 38-39.

155. Чашко, М. В. Монорельсовые транспортные средства на основе электромагнитной индукции для рудничных вспомогательных грузов [Текст] / М. В. Чашко // Статика и динамика машин. – 1978. – С. 70-71.

156. Шахтарь, П. С. О колебаниях сосудов монорельсовых дорог [Текст] / П. С. Шахтарь [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1981. – Вып. 7. – С. 199-209.

157. Шахтарь, П. С. Рудничные локомотивы: динамика и расчет [Текст] / П. С. Шахтарь. – Москва: Недра, 1982. – 296 с.

158. Шахтные испытания монорельсовой дороги с бесконтактным электропитанием на промышленной частоте [Текст] / М. В. Чашко [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1986. – Вып. 10. – С. 168-171.

159. Шевченко, Ф. Л. Динамика упругих стержневых систем [Текст] / Ф. Л. Шевченко. – Донецк: Лебедь, 1999. – 268 с.

160. Ширин, Л. Н. Повышение эффективности работы монорельсовых дорог при подготовке запасов угля к очистной выемке [Текст] : монография / Л. Н. Ширин, В. А. Расцветаев, А. И. Коваль ; М-во образования и науки Украины ; Нац. горн. ун-т. – Днепропетровск: НГУ, 2014. – 144 с.

161. Шульце-Буксло, Х. Рационализация вспомогательного подземного транспорта с использованием оборудования фирмы «ШАРФ» [Текст] / Х. Шульце-Буксло, М. Хульм // Глюкауф. – 2006. – № 2 (3). – С. 53-58.

162. Becker, F. Integriertes Konzept zur Kollisionsvermeidung zwischen Personen und Fahrzeugen im Untertagebergbau [Text] / F. Becker, S. Becker // Glückauf. – 2011. – Vol. 147. – P. 20-24.

163. Becker, F. Modernisierung der Logistik kette im polnischen Verbundbergwerk "Borynia-Zofiówka" durch leistungsstarke Transportmittel und einintegriertes Steuerungs- und Kommunikationssystem [Text] / F. Becker // Mining+geo. – 2012. – Nr. 2. – P. 224-230.

164. Besa, B. Numerical Modelling of Monorail Support Requirements in Decline Development [Text] / B. Besa, M. Kuruppu, E. K. Chanda // Mine Planning & Equipment Selection (MPES 2010), The AusIMM, 1-3 December 2010, Fremantle, Western Australia, 2010. – Fremantle, 2010. – P. 209-224.

165. Bosso, N. Determination of Wheel-Roller Friction Coefficient on Roller Rigs for Railway Applications / N. Bosso, N. Zampieri, A. Gugliotta // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – No. 23. – P. 13488-13497.

166. Buniok, T. Optimierung von Transportsystemen im untertägigen Steinkohlenbergbau [Text] / T. Buniok, J. Rusinek, H. Cichos // Kolloquiums "FördertechnikBergbau", TU Clausthal, 2010. – Clausthal, 2010. – P. 29-42.

167. Chanda, E. K. A computer simulation model of a monorail based mining system for decline development [Text] / E. K. Chanda, B. Besa // International Journal of Mining, Reclamation and Environment, Taylor & Francis Publishers. – 2011. – Vol. 25, Iss. 1. – P. 52-68.

168. Chanda, E. K. Monorail technology – A Rapid and Cost Effective Method of Decline Development [Text] / E. K. Chanda, B. Besa // Narrow Vein Mining

Conference, The AusIMM. 14-15 Oct. 2008, Ballarat, Central Victoria, Australia, 2008. – Ballarat, 2008. – P. 129-141.

169. Cojocary, C. E. Elastically supported beam carrying a beam moving at constant speed [Text] / C. E. Cojocary, H. Irshik, K. Schlacher // International conference “Structural dynamics EURODYN’202”, Munich, 2002. – Munich, 2002. – Vol. 2. – P. 1149-1154.

170. Ignatkina, E.L. Research of the Rate of Changing the Mine Suspended Monorail Brakeforce When Braking / E.L. Ignatkina, A.V. Kostenko, S.N. Tsarenko // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 666, International science and technology conference «Earth science» 8-10 December 2020, Vladivostok, Russian Federation ([//doi.org/10.1088/1755-1315/666/2/022025](https://doi.org/10.1088/1755-1315/666/2/022025)).

171. Gutarevych, V. A Mathematical Model Study of Suspended Monorail [Text] / V. A Gutarevych // Transport Problems. – 2012. – Vol. 7, Iss. 3. – P. 61-66.

172. Gutarevych, V. O. Mathematical Modeling of End Carriage Motion on the Overhead Monorail [Text] / V. O. Gutarevych // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – No. 5. – P. 52-56.

173. Gutarevych, V. Research of Regularities of Suspended Mine Monorail Motion [Text] / V. Gutarevych // Mechanical Testing and Diagnosis. – 2014. – Vol. 1 (IV). – P. 12-17.

174. Gutarevych, V. Research on the Influence of Dynamic Load on Suspended Monorail [Text] / V. Gutarevych [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 806. – P. 23-29.

175. Gyorgyi, J. Calculation of Vehicle-Bridge Dynamic Interaction in Shared System [Text] / J. Gyorgyi, D. Szoke // International Conference “Structural Dynamics EURODYN’202”. – Munich, 2002. – Vol. 2. – P. 1083-1088.

176. Junjie, F. U. Design and Analysis of an Electric-locomotive Turning System for Coal Mines [Text] / F. U. Junjie, F. U. Xingguang // Mining Science and Technology. – 2010. – Vol. 20, Iss. 4. – P. 621-624.

177. Lee, C. H. Dynamic Response of a Monorail Steel Bridge under a Moving Train [Text] / C. H. Lee [et al.] // *Jornal of Sound and Vibration*. – 2006. – № 294 (3). – P. 562-579.

178. Lutzenberger, S. Coupling of Moving, Actively Controlled Maglev Vehicles and Guide Way Systems: Algorithm and Simulation [Text] / S. Lutzenberger, C. Weibefels // International Conference “Structural Dynamics EURODYN’2005”. – Paris, 2005. – P. 2083-2088.

179. Meisinger, R. Simulation of a Single and Double-Span Guideway under Action of Moving Maglev Vehicles with Constant Force and Constant Gap [Text] / R. Meisinger // International Symposium Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems –STECH'03. – Tokyo, 2003. – P. 607-611.

180. Naeimi, M. Dynamic interaction of the monorail-bridge system using a combined finite element multibody-based model [Text] / M. Naeimi [et al.] // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K : Journal of Multi-body Dynamics* – 2015. – Vol. 229. – P. 132-151.

181. Osenin, Y. Providing Stable Friction Properties of Disc Brakes for Railway Vehicles / Y. Osenin [et al.] // *Transport problems*. – 2017. – Vol. 12. – Iss. 1. – P. 63-71.

182. Steisunas, S. Study of Wagon Running Dynamic Stability Taking into Account the Track Stiffness Variation [Text] / S. Steisunas, G. Bureika // *Transport Problems*. – 2014. – Vol. 9, Iss. 4. – P. 131-143.

183. Szewerdal, K. Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests / K. Szewerdal, J. Tokarczyk, A. Pytlik // *Mining of Sustainable Development. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* (28 November 2018, Gliwice, Poland). – 2019. – Vol. 261 (2019) 012052. – P. 1-9.

184. Tokarczyk, J. Development of mine underground transportation with use of suspended monorails / J. Tokarczyk, E. Pieczora // *Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering*. – 2017. – No.4 (532). – P. 96-106.

185. Tokarczyk, J. Method for Identification of Results of Dynamic Overloads in Assessment of Safety Use of the Mine Auxiliary Transportation System / J. Tokarczyk // Archives Mining Sciences. – 2016. – Vol. 61. – P. 765-777.

186. Trahair, N. S. Distortional Buckling of Overhanging Monorails [Text] / N. S. Trahair // Engineering Structures. – 2010. – Vol. 32, Iss.4. – P. 982-987.

187. Becker Mining Systems [Electronic resource] : website. – Friedrichsthal, 2020. – Режим доступа: <http://becker-mining.com>, свободный. – Загл. с экрана.

188. Ferrit. Global Mining Solution [Electronic resource] : website. – Frýdlant nad Ostravicí, 2015. – Режим доступа: <http://ferrit.cz/ru/produkty/podvesnoj-transport>, свободный. – Загл. с экрана.

189. Komag Institute of Mining Technology [Electronic resource] : website. – Gliwice, 2020. – Режим доступа: <http://komag.eu/en/company/history/137-news/latest/2234-komag-institute-has-started-the-e-motive-project>, свободный. – Загл. с экрана.

190. Neuhäuser Bergbau und Tunneltechnik [Electronic resource] : website. – Lünen, 2020. – Режим доступа: <http://neuhaeuser-gmbh.de>, свободный. – Загл. с экрана.

191. SMT Scharf AG [Electronic resource] : website. – Hamm, 2016. – Режим доступа <https://smtscharf.com/deutsch/smt-scharf-gruppe/index.html>, свободный. – Загл. с экрана.

Всего 191 источник

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Копия описания изобретения к патенту «Шахтная монорельсовая дорога»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11) **2 748 829** (13) **C1**(51) МПК
E21F 13/00 (2006.01)
B61B 13/04 (2006.01)
B61G 9/10 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
E21F 13/00 (2021.02); B61B 13/04 (2021.02); B61G 9/10 (2021.02)

(21)(22) Заявка: 2020132787, 05.10.2020

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
05.10.2020Дата регистрации:
31.05.2021Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 05.10.2020

(45) Опубликовано: 31.05.2021 Бюл. № 16

Адрес для переписки:
683003, г. Петропавловск-Камчатский, ул.
Ключевская, 35, ФГБОУ ВО "Камчатский
государственный технический университет"

(72) Автор(ы):

Костенко Андрей Викторович (RU),
Гутаревич Виктор Олегович (UA),
Игнаткина Евгения Леонидовна (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Камчатский государственный
технический университет" (RU)(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2611660 C1, 28.02.2017. JP 2748730
B2, 13.05.1998. UZ 4632 C, 05.08.1974. EP 1247715
A1, 09.10.2002. US 1836186 A1, 15.12.1931.

(54) Шахтная монорельсовая дорога

(57) Реферат:

Изобретение относится к горному делу и может быть использовано в конструкции шахтных подвесных монорельсовых дорог, предназначенных для транспортирования грузов и людей в подземных условиях. Шахтная монорельсовая дорога содержит монорельс, связанный с крепью горной выработки соединительными элементами и обеспечивающий возможность перемещения по нему подвижного состава, сформированного из подвижных единиц, шарнирно соединенных штангами, снабжен по меньшей мере одной тягой, выполненной в виде трубы, в теле которой размещен шток с

закрепленной на торце проушиной, а на его цилиндрической части расположены тарельчатые пружины, контактирующие с внутренней поверхностью корпуса тяги, причем тарельчатые пружины имеют предварительный натяг, определяемый следующей зависимостью: $z = (0,40 \dots 0,45) k F_m$, где k - коэффициент жесткости тарельчатых пружин; F_m - максимальное усилие, действующее на тягу во время торможения. Изобретение позволяет снизить динамические нагрузки на подвижной состав, крепь горной выработки и повысить срок службы горной выработки. 2 з.п. ф-лы, 3 ил.

RU 2 748 829 C1

RU 2 748 829 C1

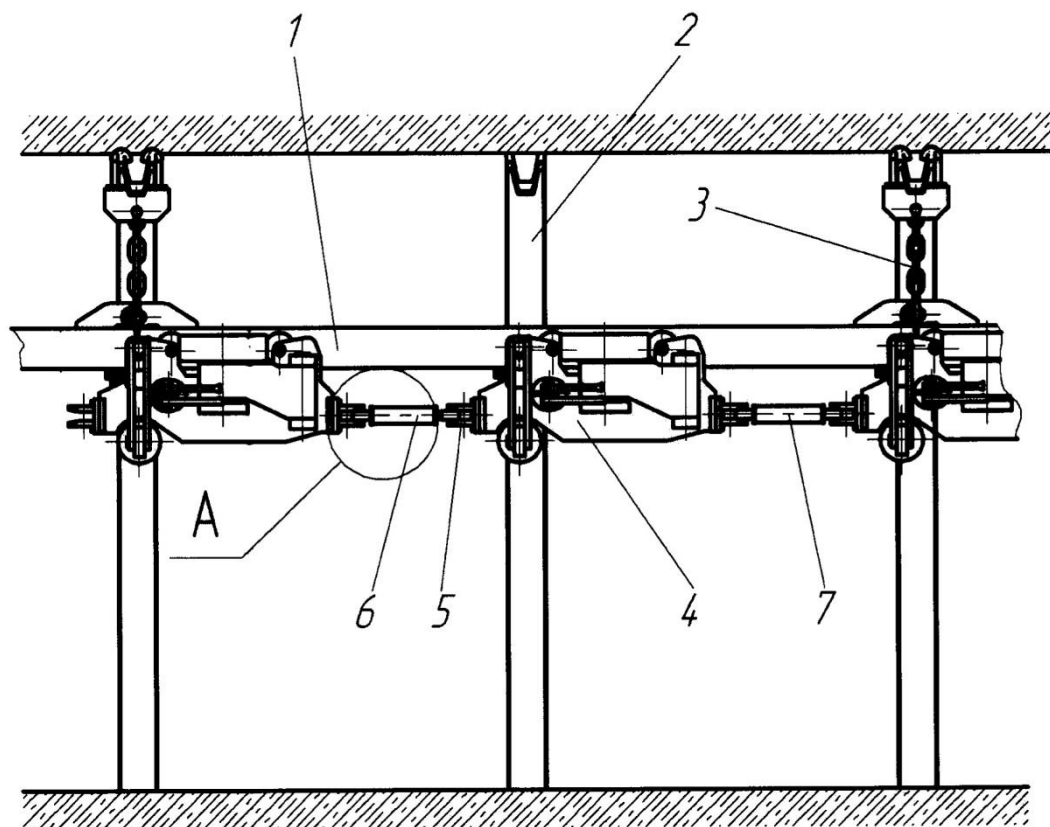


(57) Формула изобретения

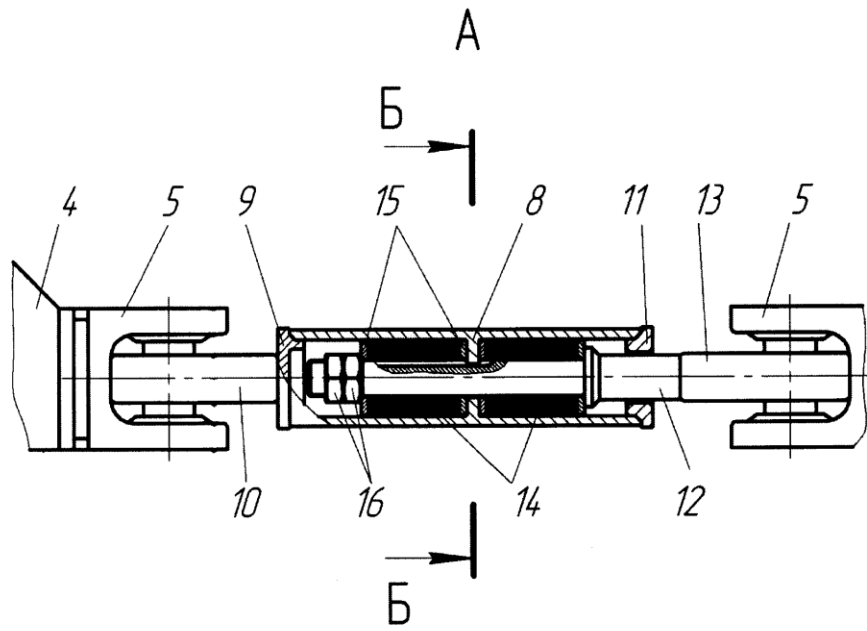
1. Шахтная монорельсовая дорога, содержащая монорельс, связанный с крепью горной выработки соединительными элементами и обеспечивающий возможность перемещения по нему подвижного состава, отличающаяся тем, что подвижной состав, сформированный из подвижных единиц, шарнирно соединенных штангами, снабжен по меньшей мере одной тягой, выполненной в виде трубы, в теле которой размещен шток с закрепленной на торце проушиной, а на его цилиндрической части расположены тарельчатые пружины, контактирующие с внутренней поверхностью корпуса тяги, причем тарельчатые пружины имеют предварительный натяг, определяемый следующей зависимостью: $z=(0,40...0,45) k F_m$, где k - коэффициент жесткости тарельчатых пружин; F_m - максимальное усилие, действующее на тягу во время торможения.

2. Шахтная монорельсовая дорога по п. 1, отличающаяся тем, что тяга для соединения подвижной единицы с функциями торможения и остальной части подвижного состава выполнена с упруго-демпфирующими свойствами.

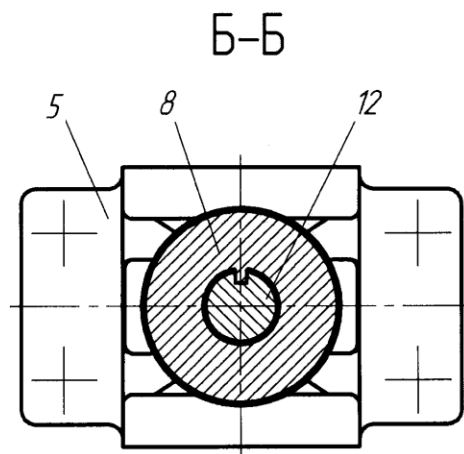
3. Шахтная монорельсовая дорога по п. 1, отличающаяся тем, что отверстие в перемычке корпуса тяги выполнено с выступом, размещенным в продольном пазу штока для исключения их вращения относительно друг друга.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

Приложение Б

Справка о внедрении «Методики расчета тормозных устройств для шахтных подвесных монорельсовых дорог» в ГБУ «Донуглемаш»



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ТЕХНОЛОГИЯМ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
«ДОНЕЦКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ, ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ ШАХТ»
(ГБУ «ДОНУГЛЕМАШ»)

ул. Университетская, 83а, г. Донецк, 83048

E-mail: donuglemash@mail.ru; gu.donuglemash@yandex.ru идентификационный код 51017986

УТВЕРЖДАЮ
Директор ГБУ «ДОНУГЛЕМАШ»
И. В. Босарев
«09» июля 2021 г.

АКТ

о внедрении (использовании) результатов
кандидатской диссертационной работы
Игнаткиной Евгении Леонидовны

Комиссия в составе:

председатель: Мезников А.В – заместитель директора по научной работе,
члены комиссии:

Пальчик В.С. – заведующий отделом БМ;

Маленков С.В. – заведующий отделом НТИ,

составили настоящий акт о внедрении результатов исследований диссертационной работы Игнаткиной Е. Л. «Обоснование параметров и совершенствование тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

В частности, научный и практический интерес представляет методика расчета тормозных устройств для шахтных подвесных монорельсовых дорог, которая позволяет установить силы сопротивления для ограничения скорости удара тормозной колодки о вертикальную стенку монорельсового пути, а также определить условия для регулирования времени и плавности включения тормозного устройства.

Использование указанных результатов позволяет решить задачу по снижению динамических нагрузок, формирующихся во время торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги и за счет этого повысить эффективность торможения, а также срок службы тормозных колодок.

Председатель комиссии:

А.В. Мезников

Члены комиссии:

В.С. Пальчик

С.В. Маленков

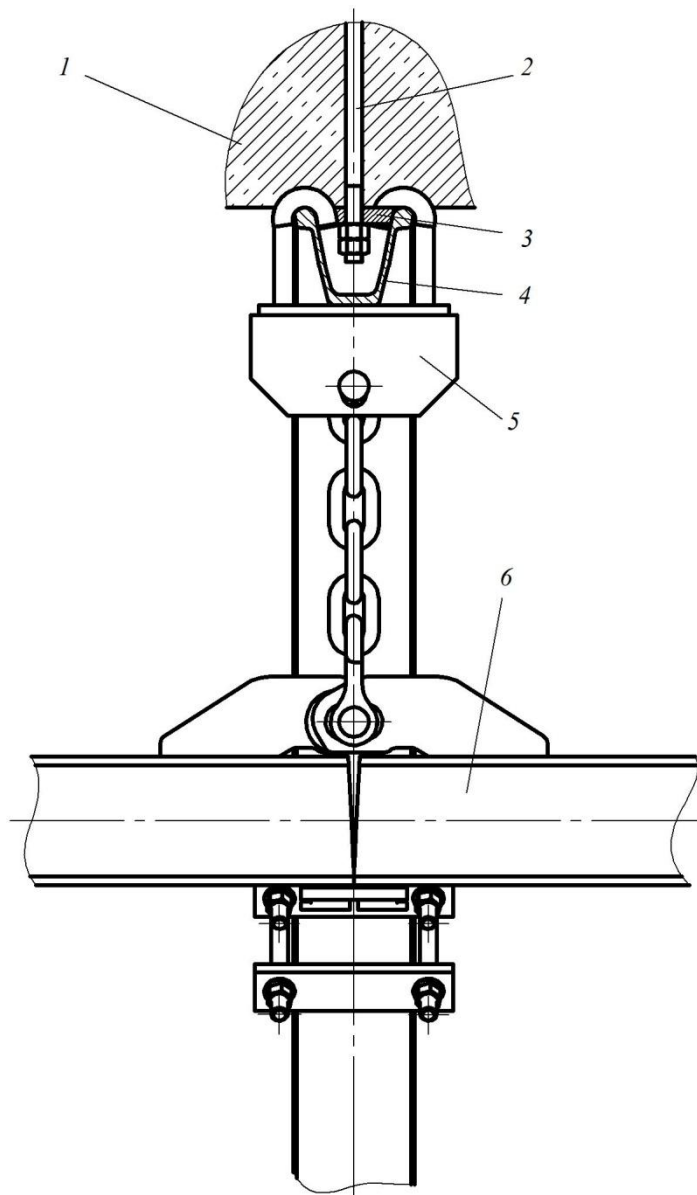
СОГЛАСНО ОРИГИНАЛУ
Ученый секретарь
диссертационного совета

И.А. Березина



Приложение В

Устройство подвески монорельсового пути на участке торможения шахтной
подвесной монорельсовой дороги



1 – кровля; *2* – анкерная крепь; *3* – распорная шайба; *4* – арочная крепь;

5, 6 – подвес и монорельсовый путь

Приложение Г

Справки о внедрении результатов диссертационной работы в учебный процесс



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«КАМЧАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО «КамчатГТУ»)

ул. Ключевская, д. 35, г. Петропавловск-Камчатский, 683003
тел.: (4152) 300-933, 300-944, т/факс (4152) 420-501
web site: <http://www.kamchatgtu.ru>, e-mail: kamchatgtu@kamchatgtu.ru
Свидетельство о гос. аккредитации № 3527 от 03.02.2020 г., лицензия № 2518 от 16.01.2017 г.

На № 30.08 от 2021 г. № 1983-19

Диссертационный совет Д 01.008.01
при ГОУ ВПО «ДонНТУ»

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований
диссертационной работы Игнаткиной Евгении Леонидовны
на тему «Обоснование параметров и совершенствование тормозных устройств шахтных
подвесных монорельсовых дорог»,
представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.05.06 – Горные машины

Кафедрой «Технологические машины и оборудование» Камчатского государственного технического университета выполняются научно-исследовательские работы по моделированию напряженно-деформированного состояния элементов транспортных средств и транспортного оборудования, основой которых являются результаты диссертационного исследования Игнаткиной Е.Л.

Результаты исследований Игнаткиной Е.Л. внедрены в учебный процесс курсов, которые являются составляющими учебных планов обучающихся по направлениям подготовки бакалавриата 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», магистратуры 15.04.02 «Технологические машины и оборудование», а также специалистов 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»: детали машин и основы конструирования, грузоподъемные машины и механизмы, подъемно-транспортные установки, проектирование технологического оборудования, математическое моделирование.

В лекционные курсы и практические занятия включены материалы по следующим темам: принципы повышения эффективности торможения; эксплуатационные свойства тормозных устройств подъемно-транспортных машин; основы синтеза тормозных устройств и обоснование параметров, влияющих на работу тормозных устройств.

Материалы дают возможность повысить качество подготовки инженерных кадров, сформировать у выпускников соответствующие профессиональные компетенции, необходимые на современном производстве и при ведении научно-исследовательской деятельности.

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО «КамчатГТУ»

Н.С. Салтанова

Заведующий кафедрой «Технологические машины
и оборудование» ФГБОУ ВО «КамчатГТУ»

А.В. Костенко

СОГЛАСНО ОРИ
Ученый секретарь
диссертационного совета

И.А. Бершад





**ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
"ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"**

283001, г. Донецк, ул. Артема, 58 тел.: (062) 337-17-33, 335-75-62, факс: (062) 304-12-78
эл. почта: donntu.info@mail.ru

02.09.2021 № 30-12/152

На № _____

Диссертационный совет Д 01.008.01 при
ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Игнаткиной Евгении Леонидовны на тему «Обоснование параметров и совершенствование тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог», представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06-«Горные машины»

Результаты диссертационной работы Игнаткиной Е.Л. «Обоснование параметров и совершенствование тормозных устройств шахтных подвесных монорельсовых дорог», внедрены в учебный процесс ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» при чтении курса лекций для студентов специальности 21.05.04-«Горное дело» специализации «Транспортные системы горного производства» по дисциплине «Механизация погрузочно-разгрузочных, складских и вспомогательных работ на горных предприятиях», что отражено в учебной программе и методических указаниях для проведения лабораторных работ указанной дисциплины.

Использование результатов диссертационной работы позволяет повысить уровень подготовки горных инженеров по проектированию транспортных систем для современных шахт.

Проректор по научно-педагогической работе
ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
д-р техн. наук, профессор

А.Б. Бирюков

Начальник учебного отдела
ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
канд. техн. наук, доцент

Б.В. Гавриленко

Декан факультета инженерной механики
и машиностроения ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

канд. техн. наук, профессор

С.А. Селивра



Приложение Д

Свидетельства о поверке рабочих средств измерительной техники



**МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТОРГОВЛИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«ДОНЕЦКИЙ НАУЧНО - ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЦЕНТР
СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ»**

83004 г. Донецк, ул. Челюскинцев, 289
Свидетельство о полномочии № ПК 001 – 2018 выдано 02 августа 2018 г.

СВИДЕТЕЛЬСТВО
О ПОВЕРКЕ

№ СП - 010911

рабочего средства измерительной техники
Действительно до « 30 » октября 2020 г.

Название и условное обозначение Динамометр пружинный

общего назначения	ДПУ-0,5/2	Зав.№	1697
Изготовитель	Точприбор		
Владелец	Игнаткина Е.Л.		

На основании результатов поверки средство измерительной техники признано пригодным к применению
ДСТУ ГОСТ 13837:2009 «Динамометры общего назначения. Технические условия»
обозначение и название документа, содержащего требования к метрологическим характеристикам и (или)
с границами допустимой погрешности измерения силы $\pm 2\%$ (по второму классу
при необходимости, значения метрологических характеристик
точности) в диапазоне измерений от 50 кгс до 500 кгс
(класс точности, погрешности, диапазоны измерения и т.п.)

Приложение на стр.

Государственный поверитель
(или ученый хранитель эталона)  А.С. Черноус
подпись инициалы, фамилия

Место печати или оттиска поверительного клейма « 30 » октября 2019 г.







МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТОРГОВЛИ
 ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
 ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
 «ДОНЕЦКИЙ НАУЧНО - ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЦЕНТР
 СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ»

83004 г. Донецк, ул. Челюскинцев, 289

Свидетельство о полномочии № ПК 001 – 2018 выдано 02 сентября 2018 г.



О ПОВЕРКЕ

№ СИ - 011027

рабочего средства измерительной техники

Действительно до « 06 » ноября 2020г

Название и условное обозначение Рулетка измерительная металлическая

Р5УЗД

Зав.№ МТ-0305

Изготовитель Россия

Владелец Игнаткина Е.Л.

На основании результатов поверки средство измерительной техники признано пригодным к применению

ДСТУ 4179-2003. Рулетки измерительные металлические. Технические условия

обозначение и название документа, содержащего требования к метрологическим характеристикам

от 0 мм до 5000 мм

и (или), при необходимости, значения метрологических характеристик

класс точности 3

(класс точности, погрешность, диапазоны измерения и т.п.)

Приложение на — стр.

Государственный поверитель
(или ученый хранитель эталона)

подпись

В.А. Царева
инициалы, фамилия

Место печати или оттиска
поверительного клейма



« 06 » ноября 2019г

